Instationäre Modellierung und Sensitivitätsanalyse regelbarer CO_2-Axialkolbenverdichter

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo–Wilhelmina
zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor–Ingenieurs (Dr.–Ing.)

genehmigte

Dissertation

von Peterson Cavalcante
aus Brasilien, Rio de Janeiro

eingereicht am: 12.10.2007
mündliche Prüfung am: 25.01.2008

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr. sc. techn. Hans Quack

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

2008

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2001 bis 2006 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig.

Ich möchte mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler und auch Herrn Dr.-Ing. Wilhelm Tegethoff für die Initiierung, Betreuung und Förderung dieser Arbeit bedanken. Sie haben in zahlreichen Diskussionen ihr Fachwissen und ihre Kontakte zu anderen Fachleuten eingesetzt und mir auf diese Weise sehr geholfen, eine Lösungsmöglichkeit für die Aufgabenstellung dieser Arbeit zu finden.

Mein Dank gilt auch Herrn Dr.-Ing. Sven Försterling. Er war insbesondere im letzten Jahr ein sehr interessierter, engagierter und kritischer Diskussionspartner. Seine Bereitschaft, sich intensiv mit der Thematik auseinanderzusetzen, hat wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Er hat die Arbeit wesentlich sprachlich überarbeitet.

Herrn Prof. Dr. sc. techn. Hans Quack danke ich für die Übernahme des Korreferates sowie für die wertvollen Anregungen, die er zur Abrundung dieser Arbeit geben konnte. Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Mönnigmann danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Herr Dirk Halama hat mit großem Engagement die sprachliche Korrektur durchgeführt, wofür ich ihm an dieser Stelle danken möchte.

Auch den übrigen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts danke ich für das freundliche und kooperative Arbeitsklima während der vergangenen Jahre.

Meiner Ehefrau Jing bin ich sehr dankbar dafür, dass sie mein berufliches Engagement für diese Arbeit unterstützt hat.

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine dynamische Modellierung eines regelbaren PKW-Axialkolbenverdichters mit Schwenkscheibenmechanismus für das Kältemittel CO_2 durchgeführt, die den Verdichter in seiner Gesamtheit beschreibt. Das erstellte Gesamtmodell setzt sich dabei aus mehreren Teilmodellen zusammen, die unter anderem die Thermodynamik der Zylinderräume, der Saug- und Druckkammer sowie des Kurbelgehäuses, die Wärmeübertragung, die Dynamik und Reibung von Schwenkscheibe und Kolben, das Ventilverhalten, die Kolbenleckage und die Regelmassenströme beschreiben. Das Gesamtmodell wird anhand von Messdaten aus der Literatur für den stationären Volllastbetrieb und teilweise auch für den dynamischen Betrieb validiert.

Wesentliche Schwerpunkte und Fortschritte im Vergleich zum bisherigen Stand des Wissens sind die simulative Verknüpfung von Detailmodellen zu einem umfassenden Gesamtmodell, die dynamische Modellierung von Kolben und Schwenkscheibe, wobei auch die Beeinflussung der einzelnen Kolben untereinander berücksichtigt wird, sowie die Durchführung einer umfassenden Sensitivitätsanalyse. Einen wichtigen Teil der Untersuchung bildet die Diskussion der durchgeführten Sensitivitätsanalyse, mit deren Hilfe der Einfluss von Modell- und Geometrieparametern der Teilmodelle auf Bewertungsgrößen und wichtige Variablen identifiziert wird. Außerdem werden im Rahmen einer Kennfeldanalyse Kennfelder für Güte- und Wirkungsgrade generiert.

Abstract

The focus of this investigation is the development of an advanced dynamic model to describe the operation of a controlled swash plate compressor for an automotive air-conditioning system using the natural refrigerant CO_2.

The over-all model consists of several partial models, that describe the thermodynamic laws in the control volumes of the cylinders, the suction and discharge chamber as well as the crankcase, the heat transfer, the dynamics and friction of the swash plate and the pistons, the valve behavior, the piston leakage and the control valve mass flows. Based on measured data from the literature a validation is carried out under stationary full load as well as for dynamic operation conditions.

The main focus of this investigation and the achieved progress compared to the state-of-the-art are the simulative linkage of the submodels in one complete model: the dynamic modeling of pistons and swash plate taking into account the impact of each individual piston on each other. An extensive sensitivity analysis was carried out to achieve a better understanding of the over-all compressor model behavior. Based on this analysis, the model and geometric parameters with a significant impact on the main model's variables and efficiencies were identified in each submodel. A subsequent goal is the generation of a compressor characteristic to provide compressor efficiencies for cycle simulations.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklaturverzeichnis

Variable	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m^2
A_{Strom}	Ventilesträmungsfläche	m^2
$A_{Leitung}$	Wärmeleitungsfläche	m^2
A_{KV}	Oberfläche des Kontrollvolumens	m^2
A_{Konv}	Konvektionsfläche	m^2
A_{Druck}	Kolbenfläche der angreifenden Druckkraft	m^2
A_Z	Querschnittsfläche des Zylinders	m^2
c	Stribeckkoeffizient	-
C	thermische Kapazität	J/kg
C_L	Kontaktpunkt zw. Scheibe und Antriebswelle im L-Führungsschlitz	-
C_R	Kontaktpunkt zw. Scheibe und Antriebswelle im R-Führungsschlitz	-
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	$kJ/(kgK)$
c_v	spezifische isochore Wärmekapazität	$kJ/(kgK)$
d_{CT}^z	z-Komp. für Abstand zw. Punkte C und T	m
d_{CT}^{xy}	xy-Komp. für Abstand zw. Punkte C und T	m
D_K	Kolbendurchmesser	m
D_S	Scheibendurchmesser	m
D_W	Antriebswellendurchmesser	m
D_Z	Zylinderdurchmesser	m
d	Abstand zw. Punkt O_R und O	m
F_F	resultierende Federkraft	N
F_{F_h}	resultierende Federkraft der harten Feder	N
F_{F_w}	resultierende Federkraft der weichen Feder	N
F_H	Haftkraft	N
$F_{Coulomb}$	Coulombsche Reibkraft	N
F_{Hydro}	Hydrodynamische Kraft	N
F_{Misch}	Mischreibungskraft	N
$F_{m_K,k}$	resultierende Kraft eines Kolbens k, vermaßt im Inertialsystem	N
F_{m_S}	resultierende Kraft einer Schwenkscheibe, vermaßt im Inertialsystem	N
F_N	Normalkraft	N
$F_{N_W L}$	Normalkraft zw. Antriebswelle u. Gleithülse(Lager)	N
$F_{N_{ZK_T}}$	Normalkraft zw. Zylinder und Kolben am oberen Kontaktpunkt T	N
$F_{N_{ZK_B}}$	Normalkraft zw. Zylinder und Kolben am unteren Kontaktpunkt B	N
$F_{N_{KS}i}$	Normalkraft zw. Kolben(Gleitstein) und Schwenkscheibe	N
$F_{N_{SW}}$	Normalkraft zw. Schwenkscheibe im Mitnehmergelenk und Triebscheibe	N
$F_{N_{SW_L}}$	Normalkraft $F_{N_{SW}}$ im L-Mitnehmergelenk(Bolzen)	N
$F_{N_{SW_R}}$	Normalkraft $F_{N_{SW}}$ im R-Mitnehmergelenk(Bolzen)	N

Variable	Beschreibung	Einheit
F_R	Reibungskraft	N
$F_{R_{SW_L}}$	Reibungskraft zw. Schenkscheibe und Triebscheibe	N
$F_{R_{KS}i}$	Reibungskraft zw. Kolben(Gleitstein) und Schwenkscheibe	N
$F_{R_{WL_T}}$	Reibungskraft zw. Antriebswelle und oberem Radiallager	N
$F_{R_{WL_B}}$	Reibungskraft zw. Antriebswelle und unterem Radiallager	N
$F_{R_{WL_A}}$	Reibungskraft zw. Antriebswelle und Axiallager	N
$F_{R_{ZK_T}}$	Reibungskraft zw. Zylinder und Kopfer Kolben am oberen Kontaktpunkt T	N
$F_{R_{ZK_B}}$	Reibungskraft zw. Zylinder und Kolben am unteren Kontaktpunkt B	N
$F_{\Delta p_K}$	aus Druckdifferenz $\Delta p = p_Z - p_{KG}$ entstehende Kraft	N
$\hat{f}(x)$	Approximation einer function f(x)	$-$
h	spezifische Enthalpie	J/kg
h_D	spezifische Enthalpie des CO_2-Massenstromes am Hochdruckstutzen	J/kg
$h_{D_{isen}}$	isentrope spezifische Enthalpie am Hochdruckstutzen	J/kg
h_{DK}	spezifische Enthalpie in der Hochdruckkammer	J/kg
h_S	spezifische Enthalpie des CO_2-Massenstromes am Saugstutzen	J/kg
h_{SK}	spezifische Enthalpie in der Saugkammer	J/kg
h_{KG}	spezifische Enthalpie im Kurbelgehäuse	J/kg
h_Z	spezifische Enthalpie im Zylinderraum	J/kg
I_{xx}	Trägheitsmoment eines Körpers, Element xx d. Trägheitstensors	kgm^2
K	Proportionalitätsfaktor für Geschw.abhängigkeit d. Reibkoeffizienten	s/m
K_B	Strömungskoeffizient in der Bohrung	m^2
K_h	Federsteifigkeit für harte Feder	N/m
K_w	Federsteifigkeit für weiche Feder	N/m
K_{DK}	Strömungskoeffizient im Druckstutzen	m^2
K_{DV}	Strömungskoeffizient im Druckventil	m^2
$K_{Leckage}$	Strömungskoeffizient für Leckage	m^2
K_{SK}	Strömungskoeffizient im Saugstutzen	m^2
K_{SV}	Strömungskoeffizient im Saugventil	m^2
K_{Gas}	Strömungskoeffizient für Leckage durch Kältemittel	m^2
K_{Oel}	Strömungskoeffizient für Leckage durch Öl	kg
$K_{Gas+Oel}$	Strömungskoeffizient in Leckage in Abhängigkeit von Öl und CO_2	m^2
K_{PWM}	Strömungskoeffizient im Regelventil	m^2
K_{Strom}	Strömungskoeffizient der Ventile	m^2
L_K	Kolbenlänge	m
L_W	Länge der Antriebswelle	m
$L_{W_{KG}}$	Länge der Antriebswelle im Kurbelgehäuse	m
$L_{W_{BL}}$	Länge des unteren Radiallagers	m
$L_{W_{TL}}$	Länge des oberen Radiallagers	m
L_{W_T}	Abstand zw. Kontaktpunkt T und Punkt H in der Antriebswelle	m

Variable	Beschreibung	Einheit
L_{W_B}	Abstand zw. Kontaktpunkt B und Punkt H in der Antriebswelle	m
L_Z	Abstand zw. Kontaktpunkte T und B am Kolben	m
L_S	Abstand der Kontaktpunkte im Mitnehmergelenk	m
m_K	Kolbenmasse zusammen mit Gleitsteinmasse	kg
m_S	Schwenkscheibenmasse	kg
m_W	Masse der Antriebswelle und Triebscheibe	kg
m_Z	CO_2-Masse im Zylinderraum	kg
m_{SK}	CO_2-Masse in der Saugkammer	kg
m_{DK}	CO_2-Masse in der Hochdruckkammer	kg
m_{KG}	CO_2-Masse im Kurbelgehäuse	kg
$\dot{m}_{Bohr}$	Massenstrom durch Kapillarbohrung	kg/s
$\dot{m}_i$	Massenstromanteil	kg/s
$\dot{m}_{CO_2}$	effektiver CO_2-Massenstrom	kg/s
$\dot{m}_{ohneLeckage}$	effektiver CO_2-Massenstrom ohne Leckage	kg/s
$\dot{m}_{Leckage}$	Leckagemassenstrom	kg/s
$\dot{m}_{Ein}$	Massenstrom durch Saugstutzen	kg/s
$\dot{m}_{Aus}$	Massenstrom durch Hochdruckstutzen	kg/s
$\dot{m}_{L_Z^{Ein}}$	Leckage in Zylinderraum	kg/s
$\dot{m}_{L_Z^{Aus}}$	Leckage aus dem Zylinderraum	kg/s
$\dot{m}_{L_{KG}^{Ein}}$	Leckage im Kurbelgehäuse	kg/s
$\dot{m}_{L_{KG}^{Aus}}$	Leckage aus dem Kurbelgehäuse	kg/s
$\dot{m}_{L_{SV}^{Aus}}$	Leckage aus der Saugkammer	kg/s
$\dot{m}_{L_{DV}^{Ein}}$	Leckage in die Hochdruckkammer	kg/s
$\dot{m}_{SV}$	Saugventilmassenstrom	kg/s
$\dot{m}_{DV}$	Druckventilmassenstrom	kg/s
$\dot{m}_{PWM}$	Regelventilmassenstrom	kg/s
$\dot{m}_{Oel+Gas}$	Gemischter Massenstrom durch Zylinderspalt	kg/s
$M_{N_{KS}}$	Drehmoment durch die Normalkraft N_{KS}	Nm
$M_{R_{KS}}$	Drehmoment durch die Reibkraft R_{KS}	Nm
$M^{\varphi}_{S_{Bilanz}}$	resultierendes Drehmoment der Schwenkscheibe um die z-Achse	Nm
$M^{\varphi}_{K_{Bilanz}}$	resultierendes Drehmoment der Kolben um die z-Achse	Nm
M_{Feder}	resultierendes Federdrehmoment	Nm
$M^{\alpha}_{Zentrifugal}$	Drehmoment der Schwenkscheibe durch Zentrifugalkraft um die x-Achse	Nm
M^{φ}_K	Kolbendrehmoment um die y-Achse	Nm
n	Drehzahl der Antriebswelle	$min^{-}1$
N	Anzahl der Werte	–
n_j	Normalvektor j	1
n_S	Anzahl den Simulationen	-
n_{Stand}	Anzahl der Standardsimulationen ohne Parametervariation	-

Variable	Beschreibung	Einheit
$n_{S_{Var}}$	Anzahl der Simulationen mit Parametervariation	-
Nu	Nusseltzahl	-
OT	oberer Totpunkt	-
O_R	Drehmittelpunkt	-
P	Punkt auf Kopf des Kolbens	–
p	Druck	N/m^2
p_D	Druck am Druckstutzen	bar
p_S	Druck am Saugstutzen	bar
p_{DK}	Druck in der Hochdruckkammer	bar
p_{SK}	Druck in der Saugkammer	bar
p_{KG}	Druck im Kurbelgehäuse	bar
p_Z	Druck im Zylinderraum	bar
P_{DV}	Ventilverlustleistung im Druckventil	W
P_{eff}	effektive Wellenleistung	W
P_{ind}	indizierte Leistung	W
P_{isen}	isentrope Verdichtungsleistung	W
$P_{isen-ind}$	indiziert isentrope Verdichtungsleistung	W
Pr	Prandtlzahl	-
P_R	Reibleistung	W
$P_{R_{KS}}$	Reibleistung zw. Kolben und Schwenkscheibe	W
$P_{R_{SW}}$	Reibleistung zw. Schwenkscheibe und Antriebswelle	W
$P_{R_{WL}}$	Reibleistung zw. Antriebswelle und Lager	W
$P_{R_{ZK}}$	Reibleistung zw. Zylinderwand und Kolben	W
$P_{R_{Rest}}$	Summe der resten Teilleistungen	W
P_{SV}	Ventilverlustleistung im Saugventil	W
r_{CO}	Abstand zw. Punkten C und O	m
r_{CO}^z	z-Komp. für Abstand zw. Punkten C und O	m
r_{CO}^{xy}	xy-Komp. für Abstand zw. Punkten C und O	m
r_{L_A}	mittlere Radius im Axial-Lager	m
r_{L_B}	mittlere Radius im Bottom-Lager	m
r_{L_T}	mittlere Radius im Top-Lager	m
Re	Reynoldszahl	-
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{DK}$	Wärmestrom in der Hochdruckkammer	W
$\dot{Q}_{SK}$	Wärmestrom in der Saugkammer	W
R_{TK}	Teilkreisradius	m
S	Schwerpunkt	-
T	Temperatur	K
T_D	Temperatur am Druckstutzen	K
T_S	Temperatur am Saugstutzen	K

Variable	Beschreibung	Einheit
T_{DK}	Temperatur in der Hochdruckkammer	K
T_{SK}	Temperatur in der Saugkammer	K
T_{KG}	Temperatur im Kurbelgehäuse	K
T_W	Temperatur an der Wand des Zylinderraums	K
T_Z	Temperatur im Zylinderraum	K
UT	unterer Totpunkt	-
U_{KV}	innere Energie im Kontrollvolumen	J
u	spezifische innere Energie	J/kg
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit	m/s
v_{fluid}	Relativgeschwindigkeit zw. Fluid und Festkörper	m/s
$v_{rel_{SW_R}}$	v_{rel} zw. Schwenkscheibe und L-Führungsschlitz (Antriebswelle)	m/s
$v_{rel_{SW_L}}$	v_{rel} zw. Schwenkscheibe und R-Führungsschlitz (Antriebswelle)	m/s
$v_{rel_{ZK}}$	v_{rel} zw. Kolben und Zylinder(Zylinderblock) (Antriebswelle)	m/s
$v_{rel_{LW_A}}$	v_{rel} zw. Antriebswelle und Axial-Lager	m/s
$v_{rel_{LW_B}}$	v_{rel} zw. Antriebswelle und Bottom-Lager	m/s
$v_{rel_{LW_T}}$	v_{rel} zw. Antriebswelle und Top-Lager	m/s
V	Volumen	m^3
V_{ind}	indiziertes Volumen	m^3
V_{SK}	Volumen der Hochdruckkammer	m^3
V_{Hub}	Volumen des Zylinderraums im UT	m^3
V_{KG}	Kurbelgehäusevolumen abzüglich des Kolbenvolumens	m^3
$V_{KG_{Ges}}$	Kurbelgehäusevolumen ohne Kolben	m^3
V_{KV}	Volumen des Kontrollvolumens	m^3
V_{OT}	Volumen des Zylinderraums im OT	m^3
V_{rueck}	Rückexpansionvolumen	m^3
V_{Schad}	Schadraumvolumen	m^3
V_{SK}	Volumen der Saugkammer	m^3
V_{Tot}	Totvolumen des Zylinderraumes	m^3
V_Z	Volumen des Zylinderraumes	m^3
V/V_Z	relatives Zylindervolumen	-
$V/V_{Z_{Max}}$	V/V_Z bezogen auf das Zylindervolumen bei maximalem Hub	-
$\dot{V}_{eff}$	effektiver Volumenstrom	m^3/s
$\dot{V}_{Hub}$	theoretischer Volumenstrom	m^3/s
X_{mess}	Messergebnis	-
X_{sim}	Simulationsergebnis	-
$\dot{W}_{KV}$	Leistung durch Arbeit im Kontrollvolumen	W
y_O	translatorische Position der Scheibe	m
z_K	translatorische Position von Punkt P (auf dem Kopf des Kolbens)	m
z_K^*	z_K mit der Variation des Punkts O_R	m

Variable	Beschreibung	Einheit
z_S	translatorische Position der Scheibe	m
z_S^*	z_S mit der Variation des Punkts O_R	m
z_O	Position des Scheibendrehmittelpunkts O	m
z_{O_R}	Position des Drehmittelpunkts O_R	m
$Z(x)$	Gaussschen Zufallsprozess	–
$\dot{z_K}$	translatorische Kolbengeschwindigkeit	m/s
$\ddot{z_K}$	translatorische Kolbenbeschleunigung	m/s^2
α	Winkel zw. Antriebswelle und Schwenkscheibe (Schwenkscheibenwinkel)	rad
α_{F_h}	Winkel für unbelastet harte Feder	rad
α_{F_w}	Winkel für unbelastet weiche Feder	rad
α_{konv}	konvektiver Wärmeübertragungskoeffizient	$W/K.m^2$
α_{SK-DK}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Saug- und Hochdruckkammer	$W/(K.m^2)$
α_{SK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Saugkammer und Umgebung	$W/(K.m^2)$
α_{DK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Hochdruckkammer und Umgebung	$W/(K.m^2)$
α_{KG-U}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Kurbelgehäuse und Umgebung	$W/(K.m^2)$
α_{ZB-U}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Zylinderblock und Umgebung	$W/(K.m^2)$
α_{Z-ZB}	Wärmeübertragungskoeffizient zw. Zylinder und Zylinderblock	$W/(K.m^2)$
β	Winkel zw. die Senkrechtachse der Antriebswelle und Linie O_RO	rad
β	isothermen Volumen-Ausdehnungskoeffiziente	1/K
γ	Polytropenkoeffizient	–
δ	Wanddicke	rad
Δp	Druckdifferenz	bar
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ΔY	relative Sensitivität	-
Δz	Kolbenwegdifferenz	m
$\Delta\alpha$	Scheibenwinkeldifferenz	rad
ε	Expansionskoeffizient	–
ϵ	relativer Schadraum	–
η	dynamische Ölviskosität	Ns/m^2
η_{eff}	effektive isentroper Verdichterwirkungsgrad	-
η_{isen}	isentroper Verdichterwirkungsgrad	-
η_{mech}	mechanischer Verdichterwirkungsgrad	-
θ	Schwenkscheibenwinkel, vermaßt zur y-Achse	rad
Θ	Korrelationsparameter	–
κ	Isentropenkoeffizient	-
κ	isotherme Kompressibilität	1/bar
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(K.m)$
λ_{ind}	indizierter Liefergrad	-
λ_{eff}	effektiver Liefergrad	-

Variable	Beschreibung	Einheit
$\lambda_{Leckage}$	Leckageverlustanteil	-
λ_{rest}	Restverlustanteil	-
λ_S	Saugkammerverlustanteil	-
λ_Z	Zylinderraumverlustanteil	-
λ_{Z-leck}	Leckageverlustanteil im Zylinderraum	-
$\lambda_{Z-rück}$	Rückepansionverlustanteil im Zylinderraum	-
μ	Coulombscher Koeffizient	1
$\mu_{ZB_{Top}}$	μ zw. Zylinder und Kolben am Punkt T	1
$\mu_{ZB_{Bottom}}$	μ zw. Zylinder und Kolben am Punkt B	1
μ_{KS}	μ zw. Kolben und Schwenkscheibe	1
μ_{SW}	μ zw. Schwenkscheibe und Antriebswelle	1
$\mu_{WL_{Top}}$	μ zw. Antriebswelle und Top-Lager	1
$\mu_{WL_{Bottom}}$	μ zw. Antriebswelle und Bottom-Lager	1
$\mu_{WL_{Axial}}$	μ zw. Antriebswelle und Axial-Lager	1
ξ	Regressionsparameter	-
Π	Druckverhältnis	-
ϱ	Dichte	kg/m^3
σ	Standardabweichung	-
ς	empirischer Öl-Exponent	-
υ	spezifisches Volumen	m^3/kg
φ	Drekwinkel der Antriebswelle, vermaßt zur z-Achse	rad
φ_K	Winkel des Kolbens i im Vergleich mit Antriebswellenwinkel als Referenz	rad
$\dot{\varphi}_W$	Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle	rad/s
$\ddot{\varphi}_W$	Winkelbeschleunigung der Antriebswelle	rad/s^2
ψ	konst. Winkel der Schwenkscheibenführung	rad
Ψ	Erdpotential	m^2/s^2

Kapitel 1

Einleitung

Pkw-Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen tragen maßgeblich zum Komfortgefühl und zur passiven Sicherheit bei. Darüber hinaus ist eine Pkw-Klimaanlage nach dem Motor und dem Getriebe das teuerste Bauteil eines Personenkraftwagens. Neben ihrer Wichtigkeit in Hinblick auf die Herstellungskosten leistet sie einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag zur heutigen Umweltbelastung: Im globalen Mittel sind 10% der gesamten Kohlendioxidemissionen eines Fahrzeugs auf die Klimaanlage zurückzuführen Mager [2003]. Diese Emissionen setzen sich aus leckagebedingtem Kältemittelaustritt (direkte Emissionen) und betriebsbedingtem Treibstoffverbrauch (indirekte Emissionen) zusammen. In den USA beispielsweise entsprechen die durch den Antrieb der PKW-Klimaanlage entstehenden direkten Emissionen 6% des nationalen Treibstoffverbrauches Farrington [2003]. Vor diesem Hintergrund ist es das Ziel der heutigen Fahrzeugklimatisierung, mit zukünftigen Klimatisierungskonzepten die Umweltbelastungen bei minimalen Herstellungskosten zu reduzieren.
Um den Einfluss auf die Umweltbelastungen im Zuge von Konzeptverbesserungen untersuchen zu können, ist es erforderlich, die physikalischen Vorgänge des Kältekreislaufes während des Betriebes genauer zu verstehen. Zur Schaffung eines derartigen Verständnisses erlangt die Simulation sowohl von Komponenten als auch des gesamten Kältekreislaufes insbesondere des Verdichters eine immer größere Bedeutung.

1.1 Kohlendioxid als Kältemittel

Bis zum Beginn der 90er Jahre des 20. Jahrhunderts wurde als Kältemittel für Fahrzeugklimaanlagen der Fluorchlorkohlenwasserstoff (FCKW) R12 eingesetzt. Zum Schutz der Ozonschicht wurde dieser dann durch den chlorfreien fluorierten Kohlenwasserstoff (FKW) R134a ersetzt. Beide Kältemittel gehören zu der Gruppe der synthetischen Sicherheitskältemittel und sind nicht brennbar, nicht giftig und haben ähnliche thermodynamische Eigenschaften.
Am 11. August 2003 wurde erstmalig eine EU-Gesetzesvorlage verabschiedet (sogenannte „F-Gasverodnung“), die Maßnahmen zur Reduktion von Treibhausgas-Emissionen beinhaltet. Basierend auf dieser Gesetzesvorlage wurde schließlich am 17. Mai 2006 ein EU-Gesetz verabschiedet, das das sukzessive Verbot von Kältemitteln mit einem GWP-Wert von größer als 150 beinhaltet (siehe EU [2006]). Dieses Gesetz verbietet ab 2011 die Verwendung von Kältemitteln mit einem GWP-Wert von mehr als 150 für Neufahrzeuge. Weiterhin erstreckt sich das Verbot ab 2017 auch auf den Einbau von Klimaanlagen in Fahrzeugen mit einem älteren Zulassungsdatum.

Aufgrund des niedrigen GWP-Wertes zählt Kohlendioxid zu den Kältemitteln, die nach diesem Gesetz auch in Zukunft noch eingesetzt werden können. Kohlendioxid ist eine natürliche Substanz und fällt als Abfallprodukt in der chemischen Industrie an. Es muss nicht speziell als Kältemittel hergestellt werden, ist überall auf der Welt verfügbar und kostengünstig zu erwerben. Verglichen mit den momentan in mobilen Klimaanlagen eingesetzten Fluorkohlenwasserstoffen (FKW) kann der Einsatz von Kohlendioxid insbesondere unter gemäßigten Klimabedingungen ökologische Vorteile aufweisen (siehe z.B. Lorentzen [1993] und Kim [2004]). Nachteile bei der Verwendung von Kohlendioxid ergeben sich besonders aus den deutlich höheren Prozess-und Stillstandsdrücken, dem niedrigen kritischen Punkt und der geringen Molmasse.

1.2 Beschreibung von Axialkolbenverdichtern

Aufgrund ihres günstigen Regelverhaltens, ihrer kompakten Bauweise und ihres ruhigen Laufverhaltens finden Axialkolbenverdichter vor allem im Bereich der Pkw-Klimatisierung ihr Anwendungsfeld. Das zentrale Bauteil eines Axialkolbenverdichters ist der Mechanismus für die Umsetzung der Rotationsbewegung der Antriebswelle in eine Translations- bzw. Hubbewegung der Kolben, der für die meisten Anwendungen auch eine stufenlose Regelung des Hubvolumens ermöglicht (ASHRAE [2000]). Dieser Mechanismus kann im Detail sehr unterschiedlich aufgebaut sein. Im Zusammenhang mit CO_2 als Kältemittel kommen im Wesentlichen folgende Verstellmechanismen zur Anwendung: Taumelscheiben-, Schwenkscheiben- Schwenkring- und Swivel-Joint-Mechanismus.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Modell für Axialkolbenverdichter mit detaillierter Model-

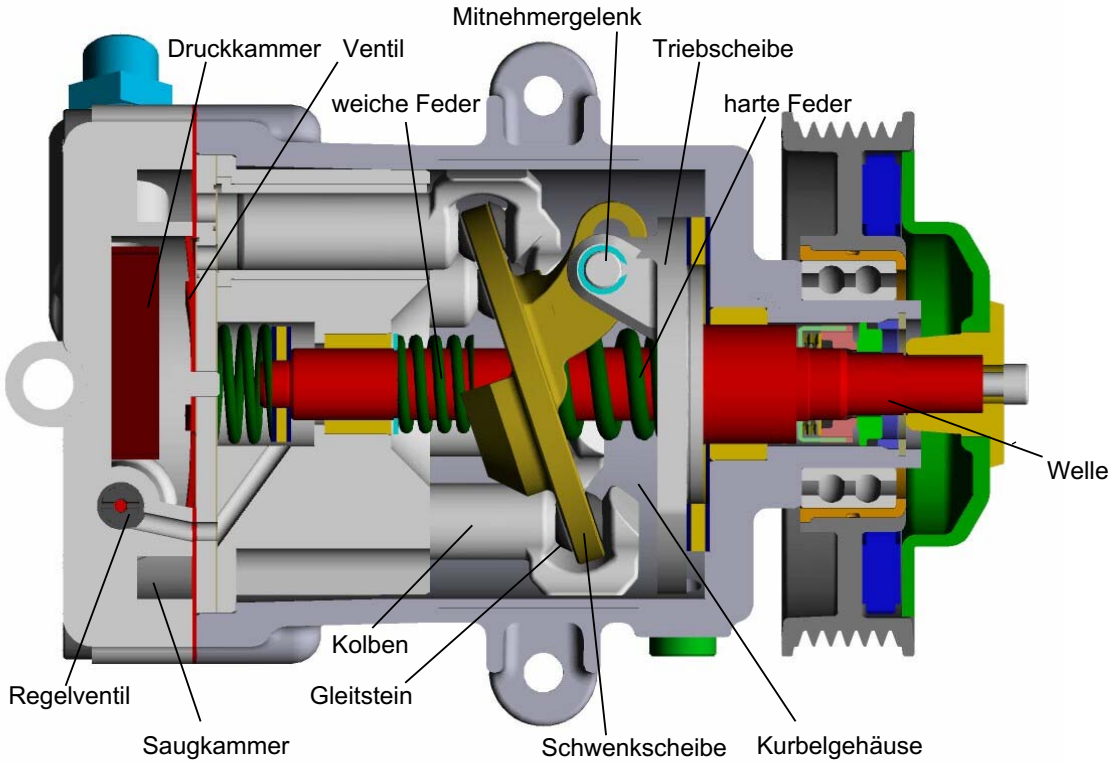


Abbildung 1.1: *Schnittzeichnung eines Schwenkscheibenverdichters.*

lierung des Schwenkscheibenmechanismus erstellt. Dieses Modell basiert auf dem Mechanismus des in Abb. 1.1 abgebildeten Schwenkscheibenverdichters. Die mitrotierende Schwenkscheibe wird über die Triebscheibe und das Mitnehmergelenk geführt, über das eine stufenlose vom Schwenkwinkel abhängige Einstellung des Kolbenhubes möglich ist. Der Mitnehmer ist dazu fest mit der Triebscheibe und diese wiederum fest mit der Antriebswelle verbunden. Die Kraftübertragung an die Kolben erfolgt über die Kolbenschuhe, die über Gleitsteine mit der Schwenkscheibe beweglich verbunden sind. Die Regelung des Kolbenhubes erfolgt über eine Verstellung des Schwenkscheiben-Anstellwinkels. Die Position der Schwenkscheibe wird durch das Kräftegleichgewicht sowohl der durch die Bewegung auftretenden Käfte von Kolben und Scheibe als auch durch die Kräfte der einzelnen Kolben-, Feder- und Druckkräfte festgelegt. Die Federkraft wird dabei entsprechend durch zwei auf der Welle angeordnete Spiralfedern - jeweils eine schwache Feder links und eine harte Feder rechts aufgebracht. Die Regelbarkeit ergibt sich aus der frei wählbaren Druckkraft, die durch den Kurbelgehäusedruck von außen vorgegeben werden kann. Der Kurbelgehäusedruck kann über das Regelventil stufenlos zwischen dem Druck in der Saug- bzw. Druckkammer eingestellt werden.

1.3 Stand der Wissenschaft und Forschungsbedarf

In den folgenden Abschnitten wird gezeigt, dass es in der Literatur bereits eine Vielzahl von Veröffentlichungen zu Detailfragen des Verdichters wie z.B. Massentransport, Wärmeübertragung, Mechanik insbesondere Kinematik und Dynamik, Ventilverhalten und Leckageeinfluss gibt. Entsprechende mathematische Spezialmodelle, die den Einfluss dieser Effekte beschreiben sind, sind bereits vorhanden. Es sind allerdings keine Modelle bekannt, die CO_2- Axialkolbenverdichter in der Gesamtheit beschreiben, d.h. die vorhandenen Modelle zu einem Gesamtmodell zusammenfügen, das eine umfassende Simulation des Gesamtsystems unter Berücksichtigung der Einzeleffekte zulässt. Bisher gibt es auch noch kein dynamisches Modell, das die Dynamik jedes einzelnen Kolbens und der Schwenkscheibe in Verbindung mit dem Massentransport und der Ventildynamik für jeden einzelnen Zylinderraum derart detailliert erfasst, so dass auch die dynamische Beeinflussung der Kolben- bzw. Zylinderraumbedingungen untereinander berücksichtigt werden kann.
Darüber hinaus fehlen in der Literatur Studien zu systematischen Sensitivitätsanalysen für Axialkolbenverdichter mit dem Ziel der Identifizierung der signifikanten physikalischen Effekte im Zusammenhang mit der Diskussion der entsprechenden physikalisch motivierten Parameter.

Thermodynamische Modelle Verdichtersimulationsprogramme unter Verwendung von thermodynamischen Modellen finden sich z.B. bei Röttger [1975], der die Modellgleichungen ähnlich wie Tramschek [1980] und Lindemann [1985] unter Zugrundelegung einer Realgasgleichung formuliert, während unter anderen Karll [1972], Soedel [1972], Bredesen [1974], Touber [1976], Pietsch [1979] und Kaiser [1985] die Idealgasgleichung verwenden.
Eine detaillierte Literaturübersicht über die seit 1950 entwickelten Modelle mit Massentransportansatz zur Simulation von Verdrängungsverdichtern findet sich bei MacLaren [1972] und bei Lindemann [1985]. Allerdings beschränken sich diese Modelle vor allem auf die Beschreibung von Tauchkolbenverdichtern.

Wärmeübertragungsmodelle Die in der Literatur beschriebenen Wärmeübertragungsmodelle konzentrieren sich überwiegend auf den Wärmeübertragungsprozess zwischen dem Kälte-

mittel und der Zylinderwand und die Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und Ventilplatte (siehe z.B. Süß [1998], Prakash [1974], Liu [1984], Prata [1998] und Fagotti [1998] und Brok [1980]). Bei Prasad [1998] findet sich ein Verleich zwischen verschiedenen Wärmeübergangsbeziehungen für die Wärmeübertragung zwischen Zylindergas und Wand. Umfassendere Modelle, die darüber hinaus auch den Wärmeübergang im gesamten Verdichter abbilden, sind bei Chen [2002b] für einen Scrollverdichter und bei Cavallini [1996] und Todescat [1992] für einen Tauchkolbenverdichter zu finden.

Dynamikmodelle Bei Tojo [1988], Jorgensen [1998], Lou [2005], Tian [2004], Park [2004], Lee [2004] und Ahmad u. a.[2006] finden sich Dynamikmodelle für den Antriebsmechanismus eines Axialkolbenverdichters, wobei eine detaillierte Berechnung der Kräfte und Drehmomente jeweils für Scheibe und Kolben erfolgt. In der Arbeit von Kim u. a. [2004] wird der Verdichter als Mehrkörper-System abgebildet. Allerdings beschränken sich diese Arbeiten zum Teil auf die Simulation der Mechanik und erfassen keinen Massentransport bzw. keine Wärmeübertragung.

Ventilmodelle Bei den meisten in der Literatur verwendeten Ventilmodellen wird für die Berechnung des Druckabfalles über das Ventil ein auf der Bernoulli-Gleichung basierender semi-empirischer Ansatz für die stationäre Strömung unter Einbeziehung eines experimentell bestimmten Strömungskoeffizienten gewählt (siehe Böswirth [1994], Touber [1976] und Fagerli [1997]). Alternativ kommt bei manchen Arbeiten auch die Strömungsgleichung für die isentrope Drosselung nach de Saint-Venant und Wantzel zur Anwendung (siehe z.B. Kaiser [1985]). Die Beschreibung der Ventildynamik von einseitig eingespannten Lamellenventilen und Ringplattenventilen mit Hilfe eines 1-dimensionalen Masse-Feder-Modells ist eine häufig angewendete Methode (siehe z.B. Soedel [1972], Bredesen [1974], Touber [1976] und Tramschek [1980]). Dieses Modell stellt für die meisten der untersuchten Verdichter bzw. Ventilsysteme eine gute Näherung dar.

Leckagemodelle Für die Leckage an Kolbenringen, Kolbenspalt und Ventilspalt werden verschiedene Modelle in der Literatur präsentiert (siehe z.B. Liu [1986], Ferreira [1984], Süß [1998] und Thiele [1982]). In der Arbeit von Süß [1998] ist eine umfangreiche Literaturstudie zu diesem Thema zu finden.

Gesamtverdichtermodelle Umfassende Verdichtermodelle für Axialkolbenverdichter, die sowohl auf einer detaillierten Beschreibung des Antriebs- und Regelmechanismus, des Massentransportes mit Ventildynamik, der internen Leckagen und der Wärmeübertragung im gesamten Verdichter basieren, sind in der Literatur bisher nicht zu finden. Die recht umfassenden Gesamtmodelle für Scrollverdichter von Chen [2002a, 2002b] und Rigola u. a. [1998] enthalten detaillierte Teilmodelle für Mechanik und Wärmeübertragung und kombinieren diese Modelle mit einer Beschreibung des Massentransportes, der Ventildynamik und internen Leckage. Basierend auf diesen Modellen werden von Chen und Rigola detaillierte Sensitivitätsanalysen durchgeführt. Allerdings können diese Modell und die Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen nicht auf Axialkolbenverdichter übertragen werden. In der Arbeit von Lou [2005] findet sich ein dynamisches Modell für einen regelbaren Schwenkscheibenverdichter für das Kältemittel R134a, das sowohl den Massentransport mit Ventildynamik, die Leckage, Wärmeübertragung und die Dynamik der Schwenkscheibe erfasst. Allerdings führt Lou keine detaillierte Sensitivitätsanalyse durch.

Aufgrund der formulierten Defizite im Stand des Technik wird ein Forschungs- und Entwicklungsbedarf hinsichtlich der Entwicklung eines umfassenden Verdichtermodells für CO_2-Axialkolbenverdichter in Hinblick auf die Durchführung einer detaillierten Sensitivitätsanalyse festgestellt. Ausgehend vom aktuellen Bedarf an Forschungs- und Entwicklungsarbeit werden im nächsten Abschnitt die Ziele dieser Arbeit formuliert.

1.4 Ziele der Arbeit

Das wesentliche Ziel dieser Arbeit ist es, Detailmodelle der einzelnen physikalischen Effekte zu einem umfassenden Gesamtmodell für regelbare CO_2-Axialkolbenverdichter modellierungstechnisch und numerisch effizient zu verknüpfen, um insbesondere innere und äußere Bewertungsgrößen berechnen zu können. Darüberhinaus ist es ein Ziel der Arbeit, die signifikanten physikalischen Effekte mit den entsprechenden physikalisch motivierten Parametern zu identifizieren und deren Einfluss auf die Bewertungsgrößen sowie auf andere wichtige Variablen, wie beispielsweise die Verdichteraustrittstemperatur zu beschreiben. Dies soll durch eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden, mit deren Hilfe auch der Einfluss von Modell- und Geometrieparametern auf Bewertungsgrößen und andere wichtige Variablen identifiziert werden soll. Die Vorgehensweise beim Erstellen des ganzheitlichen Simulationsmodells und der darauf basierenden Sensitivitätsanalyse erfolgt dabei anhand folgender Teilziele:

- Beschreibung der Verdichtungsvorgänge in den einzelnen Zylinderräumen, der Saug- und Druckkammer sowie des Kurbelgehäuses.
- Simultane Berechnung der Verdichtungsvorgänge für jeden einzelnen Kolben mit eigenem Druck- und Saugventil.
- Dynamische Modellierung des Schwenkscheibenmechanismus.
- Berücksichtigung wesentlicher Parameter mit dynamischen Einfluss in Hinblick auf die Abbildung des Scheibenwinkelverlaufs. Dazu wird neben der Modellierung des Verstellmechanismus auch eine detaillierte Modellierung der dynamischen Kolbenkräfte vorgenommen.
- Erstellung eines detaillierten thermischen Modells, das im Wesentlichen die Wärmeübertragung zwischen Gehäuse, den Kolben und dem Schwenkscheibenmechanismus, dem Gas in den Zylinderräumen, der Druck- und Saugkammer, sowie dem Kurbelgehäuse berücksichtigt. Darüber hinaus wird die Reibung der Kolben, der Gleitsteine und der Antriebswelle erfasst.
- Abbildung des Leckagemassenstromes über die Kolbenringe. Modellierung der für die Regelung des Kurbelgehäusedrucks erforderlichen Regelmassenströme.
- Erstellung eines umfassenden Gesamtmodells, dass die oben beschriebenen Teilmodelle enthält. Eine wichtige Randbedingung ist dabei die Optimierung der Rechenzeit. Um diese in einem überschaubaren Rahmen zu halten, müssen die wichtigsten physikalischen Effekte herausgearbeitet und modelliert werden.
- Optimale Verwendung der vorhandenen numerischen Lösungsroutinen in Hinblick auf die Lösung der formulierten ADGL-Systeme (Algebro-Differentialgleichungssystems).

- Validierung des Modells unter Verwendung von Messdaten aus der Literatur. Anpassung der Modellparameter an die Messgrößen Druck, Massenstrom, Indikatordiagramm und Hysteresekurve in Abhängigkeit von verschiedenen Versuchsrandbedingungen.
- Durchführung einer Sensitivitätsanalyse unter Verwendung von definierten Randbedingungen.
- Untersuchung des Einflusses von maßgeblich physikalisch motivierten Parametern u.a. auf Wirkungs- und Gütegrade.
- Erzeugung von Kennfeldern für die Güte- und Wirkungsgrade und Abschätzung der Extrapolationsfähigkeit.

1.5 Aufbau der Arbeit

Die vorliegenden Arbeit enthält eine detaillierte Beschreibung des erstellten Verdichtermodells und dessen programmtechnische Umsetzung mit Hilfe der Programmierspache Modelica. Dabei werden unter anderem auch numerische Fragestellungen erörtert. Mit Hilfe von Messdaten aus der Literatur wird anschließend eine Validierung des Modells vorgenommen. Das validierte Modell ermöglicht schließlich die Durchführung einer detaillierten Sensitivitätsanalyse.

In Kap. 2 wird das Gesamtverdichtermodell bestehend aus den Teilmodellen für Massentransport, Druckverlust und Leckage, Reibung, Wärmeübertragung sowie Kinematik und Dynamik des Schwenkscheibenmechanismus entwickelt. Außerdem werden die für die Bewertung erforderlichen Bewertungsgrößen definiert.

Kap. 3 beschreibt die programmiertechnische Umsetzung des Modells mit Hilfe der Programmiersprache Modelica. Außerdem wird auf numerische Aspekte des Gleichungssystems und der zur Lösung verwendeten Lösungsroutinen eingegangen.

In Kap. 4 wird die Validierung des Verdichtermodells mit Hilfe von Messdaten aus der Literatur für verschiedene Druckverhältnisse, Drehzahlen und Scheibenwinkel durchgeführt. Dabei werden physikalisch motivierte Modellparameter angepasst.

In Kap. 5 wird mit Hilfe des entwickelten und validierten Modells eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um die signifikanten physikalischen Effekte mit den entsprechenden physikalisch motivierten Modellparametern zu identifizieren. Außerdem steht die Beschreibung des Einflusses von Modell- und Geometrieparametern auf die Bewertungsgrößen im Vordergrund. Dazu werden exemplarisch Sensitivitäten verschiedener Parameter dargestellt und anhand von berechneten Indikatordiagrammen physikalisch interpretiert. Abschließend werden Güte- und Wirkungsgradkennfelder generiert und das Modell in Hinblick auf die Extrapolationsfähigkeit untersucht.

In Kap. 6 erfolgt eine Zusammenfassung und Bewertung der wichtigsten Ergebnisse.

Kapitel 2

Verdichtermodellierung

Im Rahmen dieses Kapitels wird die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Modellierung des Schwenkscheibenverdichters beschrieben. Zuerst werden die Wärmeübertragungs- und Stofftransportmechanismen beschrieben und mathematisch abgebildet. Im Anschluss daran werden Kinematik und Dynamik der Verdichterkomponenten dargestellt. Ein wichtiges Ziel der theoretischen Untersuchung innerhalb dieser Arbeit ist die Validierung des Verdichtermodells in Hinblick auf Druck- und Drehzahlbedingungen wie sie für Fahrzeuganwendungen typisch sind. Entsprechend wird in Kap. 4 eine Validierung des erstellten Modells, basierend auf experimentell bestimmten Verdichterbewertungsgrößen, durchgeführt. Die dafür verwendeten Güte- und Wirkungsgrade werden am Ende dieses Kapitels genauer definiert. Das im Folgenden beschriebene mathematische Modell beschreibt die wesentlichen physikalischen Mechanismen des Verdichters.

Die Modellierung der im Verdichter relevanten Wärmeübertragung und des Massentransportes wird im folgenden Abschnitt Kap. 2.1 beschrieben. Nach der Entwicklung der kinematischen Grundgleichungen in Kap. 2.3 wird anschließend in Kap. 2.4 die dynamische Modellierung behandelt.

2.1 Thermodynamisches Modell

Die thermische Modellierung, die aus dem thermodynamischen Modell des Fluids und dem Wärmeübertragungsmodell des Verdichters besteht, muss zur Beschreibung noch weiter verfeinert werden. Das mathematische Modell der thermischen Komponenten basiert in seinen Grundannahmen auf den physikalischen Konzepten von Prakash [1974], Chen [2002a] und Cavallini [1996]. Bei der Entwicklung des Verdichtermodells werden folgende Teilmodelle integriert:

- Kältemittel: Im Rahmen dieser Arbeit wird CO_2 durch Kältemittelstoffdaten eines reinen Fluids abgebildet (siehe Kap. 2.1.2).

- Verdichtungsräume bzw. Fluidkammern: Die der Druck- und Saugkammer, den Zylinderräumen und dem Kurbelgehäuse entsprechenden Fluidkontrollvolumina werden als eindimensionale Fluidknoten abgebildet (siehe Kap. 2.1.3).

- Druckverlust und Leckage: Im thermodynamischen Modell wird der Druckverlust in den

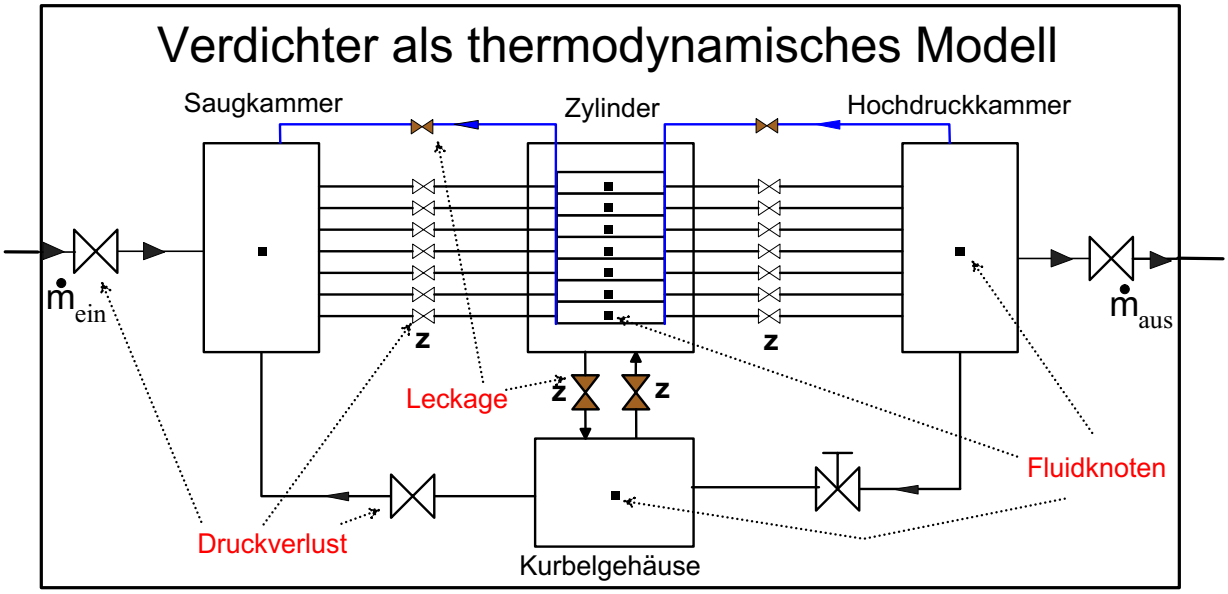


Abbildung 2.1: *Verdichtermodellierung mit thermodynamisches Modell.*

Ventilen und Bohrungen durch entsprechende Druckabfallbeziehungen berücksichtigt (siehe Kap. 2.1.4).

- Thermische Kapazitäten: Die den massiven Komponenten wie z.B. Zylinderblock, Antriebswelle und Scheibe entsprechenden Festkörperkontrollvolumina werden als eindimensionale thermische Kapazitätsknoten abgebildet (siehe Kap. 2.2.1).

- Reibung: Die Reibung an den Reibstellen wird im Rahmen des Wärmeübertragungsmodells als Energiequelle in den sogenannten Kontaktknoten abgebildet (siehe Kap. 2.2.2).

- Wärmeübertragung: Die Wärmeübertragung wird durch Wiederstandselemente im Rahmen des Wärmeübertragungsmodells abgebildet (siehe Kap. 2.2.3).

Die zitierten Knotenmodelle werden in den Arbeiten von Takeshita [1998] und Peréz-Segarra [1998] genauer beschrieben. Die Knoten bestehen aus Fluidknoten (Räumen), Kapazitätsknoten (z.B. in Scheiben oder Zylinderblöcken) oder Kontaktknoten (in dieser Arbeit befinden sich die Kontaktknoten zwischen zwei Festkomponenten mit Relativbewegungen).
Ein ähnliches mathematisches Modell findet sich bei Chen [2002a] und [2002b], der für einen Scroll-Verdichter ein thermodynamisches Modell und Wärmeübertragungsmodell entwickelt hat.

Das thermodynamisches Modell wird durch die folgenden Teilmodelle der Räume bzw. Fluidknoten, Druckverlust und Leckage repräsentiert, die in Abb. 2.1 abgebildet sind. Bei dem in Abb. 2.1 abgebildeten Gesamtmodell handelt es sich um ein eindimensionales Knotenmodell, das in erster Näherung für die vorläufigen Betrachtungen ausreichend genau ist.
Der Großteil des Massenstroms fließt entsprechend der Hauptrichtung über den Saugstutzen bzw. die Saugkammer in die Zylinderräume hinein und über die Druckkammer bzw. den Druckstutzen wieder hinaus. Der Massenstrom ist festgelegt und algebraisch berechenbar (siehe 2.1.4) durch Massenkorrelationsobjekte, welche sich dadurch auszeichnen, dass sie

sich zwischen den Fluidklassen bzw. Räumen befinden. Im unteren Teil von Abb. 2.1 findet sich der Steuerkreislauf bestehend aus jeweils einer Verbindung zwischen Kurbelgehäuse und Druck- bzw. Saugkammer. Mit Hilfe des Steuerkreislaufes kann unter Verwendung eines saug- oder druckseitig angeordneten Regelventils der Massenstrom in der Hauptrichtung über die Einstellung eines definierten Kurbelgehäusedrucks geregelt werden. Weiterhin ergibt sich durch die Leckage über die Kolbenringe und die Arbeitsventile der Zylinder eine Rückströmung, entsprechend von der Hochdruckkammer in die Zylinderräume bzw. von den Zylinderräumen in die Saugkammer (siehe Abb. 2.1 oben).
Zu den Massenkorrelationskomponenten zählen die Gasleckage zwischen Zylinder und Saugkammer, Zylinder und Druckkammer bzw. Zylinder und Kurbelgehäuse und der Druckverlust im Ein- bzw. Austritt der Kammern und der Druckverlust über die Arbeitsventile (siehe Touber [1976]). Zu den Wärmeübertragungskomponenten zählen die Wärmeübertragung zwischen Zylinderwand und Zylinderblock und die Wärmeübertragung über die verschiedenen Wände zwischen den einzelnen Kammern und der Umgebung (siehe z.B. Liu [1984], Süß[1998], Böswirth [1998] und Fagotti [1994]). Die Reibungskomponenten erfassen die Reibungsverluste im Lager, d.h. die Reibung zwischen Antriebswelle und Lager, die Reibungsverluste durch die Reibung zwischen Kolben und Zylinderwand und entsprechend zwischen Kolben und Gleitstein bzw. Gleitstein und Scheibe sowie Scheibe und Antriebswelle.

2.1.1 Zustandsvariablen

In diesem Modell wird der thermodynamische Zustand von jedem eindimensionalen Knoten definiert. Diese haben die Variablen Temperatur T und den Wärmestrom $\dot{q}$, wobei T als Zustandsvariable und $\dot{q}$ als Strömungsvariable benutzt werden. Andere thermodynamische Zustandsvariablen wie Druck p und Enthalpie h werden gelegentlich für Fluidknoten eingefügt (siehe die Abschnitte 2.1.2 und 3.1.2).

2.1.2 Stoffdaten

In Rahmen dieser Arbeit wird das Kältemittel CO_2 als reales Gas ohne Öl behandelt, d.h. alle Zustandsgrößen im Verdichter beziehen sich nur auf die Zustandsgrößen des CO_2. Um die Zustandsgrößen des Gases CO_2 zu definieren, braucht man bis zu zwei Zustandsvariablen oder einer auf den Siede-und Taulinien (siehe Köhler [2002]).
Zur Berechnung der thermischen und kalorischen Zustandsgrößen von Kohlendioxid wird die Helmhotz-Fundamentalgleichung herangezogen, für die ein hochgenauer Koeffizientensatz von Span [2000] vorliegt. Als Beispiel wird die intensive Zustandsvariable innere Energie u betrachtet. Man kann diese Variable als eine Funktion der Temperatur T und des spezifischen Volumens υ definieren. Damit ergibt sich die thermische Zustandsgleichung:

$$u = u(T, \upsilon) \quad . \tag{2.1}$$

Das totale Differential der innere Energie nach der Zeit für zwei Variablen ergibt:

$$\frac{du(T,\upsilon)}{dt} = \left(\frac{\partial u(T,\upsilon)}{\partial T}\right)_{\upsilon} \frac{dT(t)}{dt} + \left(\frac{\partial u(T,\upsilon)}{\partial \upsilon}\right)_{T} \frac{d\upsilon(t)}{dt} \quad . \tag{2.2}$$

Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, die partiellen Ableitungen zu bestimmen. Mit Hilfe der Bridgman-Tabelle (siehe Bejan [1997]) können diese Differentiale so umgeformt werden, dass sie

nur noch von der Temperatur T, dem spezifischen Volumen υ, der isothermen Kompressibilität κ und dem isothermen Volumen-Ausdehnungskoeffizienten β abhängen, wobei κ und β wie folgt definiert sind:

$$\kappa = \frac{1}{\upsilon}\left(\frac{\partial \upsilon}{\partial p}\right)_T \quad \text{bzw.} \quad \beta = \frac{1}{\upsilon}\left(\frac{\partial \upsilon}{\partial T}\right)_p \quad . \tag{2.3}$$

Damit können dann die partiellen Ableitungen ausgedrückt werden als:

$$\left(\frac{\partial u(T,\upsilon)}{\partial \upsilon}\right)_T = \frac{\beta(T,\upsilon)T\upsilon - \kappa(T,\upsilon)p(T,\upsilon)\upsilon}{\kappa(T,\upsilon)\upsilon} \quad , \tag{2.4}$$

$$\left(\frac{\partial u(T,\upsilon)}{\partial T}\right)_\upsilon = c_\upsilon(T,\upsilon) \quad . \tag{2.5}$$

In diesem Modell wird nicht mit den Zustandsvariablen Temperatur T und spezifisches Volumen υ gearbeitet, sondern mit der Temperatur T und der Dichte $\varrho(\varrho = \frac{1}{\upsilon})$, die als Argumente den Funktionen der Stoffdaten übergeben werden. Dieses Vorgehen erfolgt analog zu der bei Tegethoff [1999] beschriebenen Vorgehensweise. Daraus folgt für die Ableitung von der spezifischen inneren Energie u als eine Funktion von T und ϱ:

$$\frac{du(T,\varrho)}{dt} = c_\upsilon(T,\varrho)\frac{dT(t)}{dt} + \left(\frac{\beta(T,\varrho)T}{\kappa(T,\varrho)} - p(T,\varrho)\right)\cdot\left(\frac{-1}{\varrho^2}\frac{d\varrho(t)}{dt}\right) \quad . \tag{2.6}$$

Die Temperatur T und die Dichte ϱ sind ebenfalls die Argumente für $\beta(T,\varrho)$, $\kappa(T,\varrho)$ und $c_\upsilon(T,\varrho)$ sowie für die anderen Zustandsvariablen.

2.1.3 Verdichtungsräume und Fluidkammern des Verdichters

Die Definition von Verdichtungsräumen bzw. Fluidkammern bildet die Grundlage für den Aufbau eines thermischen Modells. Die Fluidkammern werden im Rahmen des 1-Knotenmodells beschrieben, das das Fluid in einem definierten Kontrollvolumen betrachtet, dem konstante Zustandsgrößen zugeordnet werden können. In diesen „Kammern“ kann zusätzlich ein Massenstrom ein- oder ausströmen. Einer Fluidkammer kann eine Temperatur T und eine Dichte ϱ als thermische Zustandsvariablen zugeordnet werden. Diese Größen müssen die *Massenbilanz* und die *Energiebilanz* erfüllen, die als Differentialgleichungen formuliert die mathematische Beschreibung einer Fluidkammer vorgeben. Das mathematische Modell für die Verdichtungsräume bzw. Fluidknoten des Hubkolbenverdichters wird auf Grundlage der Modelle von z.B. Hafner [1990]) und Prakash [1974] entwickelt.

Energiebilanz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik nach Gl. 2.7 lässt sich für alle verschiedenen Räume mit Kontrollvolumen (KV) z.B. für das Kontrollvolumen des Zylinderraumes in Abb. 2.2 anwenden (siehe z.B. Köhler [2002]):

$$\frac{d}{dt}\int\limits_{V_{KV}} \varrho\left(u + \frac{w^2}{2} + \Psi\right) dV = \sum_k \left[\dot{m}\left(h + \frac{w^2}{2} + \Psi\right)\right]_k + \dot{Q} + \dot{W}_{KV} - p\frac{dV_{KV}}{dt} \quad . \tag{2.7}$$

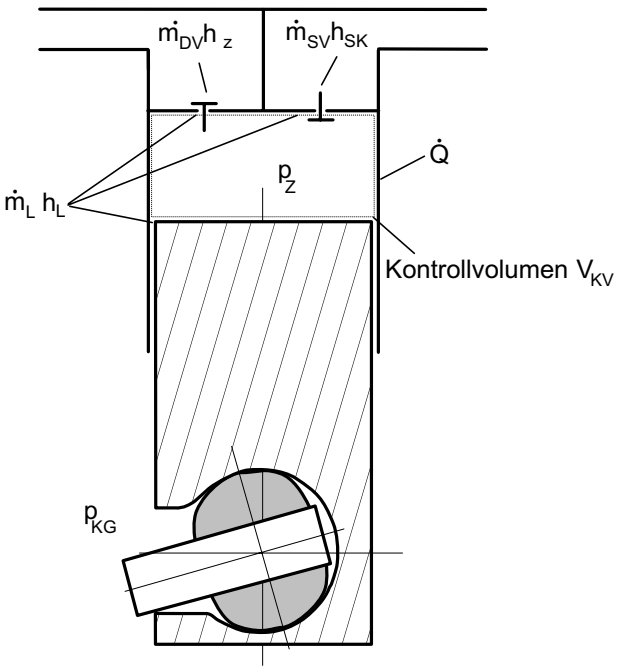


Abbildung 2.2: *Thermodynamische Betrachtung des Zylinderraumes.*

Bei den oben genannten Modellen sollen die Räume als homogen angenommen werden, d.h. die thermodynamischen Zustandsgrößen Druck, Temperatur, Dichte, innere Energie und Enthalpie sind innerhalb der Räume konstant und näherungsweise nur von der Zeit, nicht aber vom Ort abhängig. Die Geschwindigkeit der Massenströme des Fluids und der Kolben sowie die Erdbeschleunigung werden als vernachlässigbar angenommen. Damit vereinfacht sich Gl. 2.7 zu folgender für die thermodynamische Analyse benötigte Grundgleichung:

$$\frac{dU(t)}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \cdot h_i(t) + \dot{Q} + \dot{W}_{KV} - p\frac{dV_{KV}(t)}{dt} \quad . \tag{2.8}$$

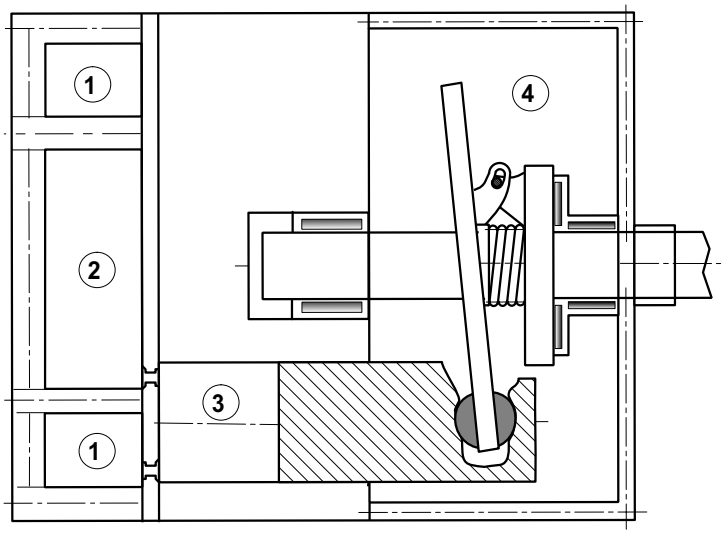
Massenbilanz

Analog zum 1. Hauptsatz muss die Massenbilanz nach Gl. 2.9 für den Kontrollraum in Abb. 2.2 erfüllt werden, die entsprechend für vier im Verdichter auftretenden Teilprozesse gültig ist:

$$\frac{d}{dt}\int_{V_{KV}} \varrho \, dV = -\int_{A_{KV}} \varrho \, w_j \, n_j \, dA \quad . \tag{2.9}$$

Für eine homogene Massenverteilung im Raum (1-Knotenmodell) und unter Berücksichtigung mehrerer definierter Massenströme über die Kontrollraumgrenze hinweg soll festgelegt werden, dass die Zahlenwerte immer positiv für einströmende Massen sind. Damit folgt aus der Gleichung 2.9 :

$$\frac{dm_{KV}(t)}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \quad . \tag{2.10}$$



	Volumen	
Räume	**Konstantes**	**Variables**
*Saugkammer (1)	✓	
*Hochdruckkammer (2)	✓	
Zylinder (3)		✓
Kurbelgehäuse (4)		✓

Abbildung 2.3: *Räume bzw. Fluidkammern im Verdichter.*

Darüber hinaus kennt man die Massenbeziehung im Kontrollvolumen und ihre Ableitung:

$$m_{KV} = \varrho \cdot V \tag{2.11}$$

$$\frac{dm_{KV}(t)}{dt} = V(t)\frac{d\varrho(t)}{dt} + \varrho(t)\frac{dV(t)}{dt} \quad . \tag{2.12}$$

Gleichung 2.12 ergibt umformuliert:

$$\frac{d\varrho(t)}{dt} = \frac{1}{V(t)} \cdot \left(\frac{dm_{KV}(t)}{dt} - \varrho(t) \cdot \frac{dV(t)}{dt}\right) \quad . \tag{2.13}$$

Dieses Resultat aus der Massenbilanz ist die Zustandsgleichung der Dichte ϱ. Ein Teil dieser Gleichung ist bereits aus der Gl. 2.10 bekannt. Die Gleichung 2.13 kann in allen Räumen bei einer Verdichtermodellierung verwendet werden, unabhängig davon, ob das Volumen veränderlich oder konstant ist.

Klassifizierung der Räume bzw. Fluidkammern

Wie Abb. 2.3 verdeutlicht, lassen sich für die Modellierung die Räume dahingehend unterscheiden, ob sie ein konstantes oder variables Kontrollvolumen besitzen.
Im Folgenden werden zunächst Räume mit veränderlichem Kontrollvolumen, d.h. die Zylinderräume und das Kurbelgehäuse und anschließend Räume mit konstantem Kontrollvolumen wie die Saug- und Hochdruckkammer betrachtet.

a) Räume mit veränderlichem Kontrollvolumen

Die Bereiche, die eine zeitliche Änderung ihres Kontrollvolumens erfahren, sind die Zylinderräume und das Kurbelgehäuse. Sie stellen eindimensionale Fluidknoten dar. Für die Berechnung der an den Fluidknoten übertragenen mechanischen Arbeit wird in erster Näherung

nur die Änderung des Kontrollvolumens ($p\frac{dV_{KV}}{dt}$) betrachtet.
Da für die Zustandsvariablen der Räume angenommen wird, dass sie homogenen sind, macht es Sinn, die nun folgenden Berechnungen mit intensiven Zustandsvariablen und ihren direkten Ableitungen durchzuführen.
Deswegen wird die extensive Zustandsgröße U im homogenen Fall in der Kammer folgendermaßen durch intensive Zustandsgrößen ausgedrückt:

$$U_{KV} = u \cdot m_{KV} \quad . \tag{2.14}$$

Aus Gl. 2.14 folgt die Ableitung mit u und m_{KV} als unabhängigen Variablen:

$$\frac{dU(u, m_{KV})}{dt} = \left(\frac{\partial U}{\partial u}\right)_{m_{KV}} \frac{du(t)}{dt} + \left(\frac{\partial U}{\partial m_{KV}}\right)_{u} \frac{dm_{KV}(t)}{dt} \quad . \tag{2.15}$$

Unter Zuhilfenahme der Gleichungen 2.2 und 2.8 erhält man die folgende Beziehung:

$$m_{KV}(t) \cdot \frac{du(t)}{dt} + u(t) \cdot \frac{dm_{KV}(t)}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \cdot h_i(t) + \dot{Q}(t) - p\frac{dV_{KV}(t)}{dt} \quad . \tag{2.16}$$

Mit Hilfe von Gl. 2.6 und der Definition der Enthalpie ergibt sich aus Gl. 2.16 die Gleichung 2.17, in der $\frac{dT}{dt}$ eine Funktion in Abhängigkeit von T und ϱ ist:

$$\begin{aligned} \frac{dT(t)}{dt} = & \left(\frac{1}{\varrho(t)V(t)c_V(T,\varrho)}\right)\left(\sum_j \dot{m}_j \cdot h_j(t) - \frac{dm_{KV}(t)}{dt}\Big(h(T,\varrho) - \frac{p(T,\varrho)}{\varrho(t)}\Big) + \right. \\ & \left. + \frac{V(t)}{\varrho(t)}\Big(\frac{\beta(T,\varrho)T}{\kappa(T,\varrho)} - p(T,\varrho)\Big) \cdot \frac{d\varrho(t)}{dt} + \dot{Q}(t) - p(T,\varrho)\frac{dV_{KV}}{dt}\right) \quad . \end{aligned} \tag{2.17}$$

Zylinderräume Für die Zylinderräume kann der Druck als homogene Variable angenommen werden (siehe die Abb. 2.2):

$$p(T, \varrho) = p_Z \quad . \tag{2.18}$$

Die Gleichung 2.19 beschreibt die Änderung der Masse im Kontrollvolumen $\frac{dm_{KV}(t)}{dt}$ für jeden Zylinder:

$$\frac{dm_Z(t)}{dt} = \dot{m}_{SV} - \dot{m}_{DV} + \sum_i \dot{m}_{Leckage} \quad . \tag{2.19}$$

Die Gl. 2.19 besagt, dass sich der Zylindermassenstrom aus den Massenströmen der Ventile (Saugventil SV und Druckventil DV) und dem Leckagestrom zusammensetzt. Letzterer besteht aus vier Anteilen:

$$\sum_i \dot{m}_{Leckage} = \dot{m}_{L_{KG}^{Ein}} - \dot{m}_{L_{KG}^{Aus}} + \left(\dot{m}_{L_{DV}^{Ein}} - \dot{m}_{L_{SV}^{Aus}}\right) \quad . \tag{2.20}$$

Die Summe der Enthalpieströme in den Zylinderräumen können wie folgt berechnet und in die Gl. 2.17 eingesetzt werden:

$$\sum_j \dot{m}_j \cdot h_j(t) = \dot{m}_{SV} \cdot h_{SK}(t) - \dot{m}_{DV} \cdot h_Z(t) + \dot{m}_{L_{KG}^{Ein}} \cdot h_{KG}(t) - \\ -\dot{m}_{L_{KG}^{Aus}} \cdot h_Z(t) + \dot{m}_{L_{DV}^{Ein}} \cdot h_{DK}(t) - \dot{m}_{L_{SV}^{Aus}} \cdot h_Z(t) \quad . \tag{2.21}$$

Kurbelgehäuse Das Kurbelgehäuse übernimmt verschiedene Funktionen im Verdichter. Zum einen fungiert es als Ölsammler, von dem aus die verschiedenen Reibstellen des Schwenkmechanismus mit Öl versorgt werden. In diesem Zusammenhang übernimmt das Kurbelgehäuse auch einen wichtigen Beitrag hinsichtlich des thermischen Haushaltes bzw. der Abfuhr der Reibleistung. Zudem ist das Kurbelgehäuse die Regelkammer für den Schwenkscheibenmechanismus, der mit Hilfe des Kurbelgehäusedrucks geregelt wird. Der Druck im Kurbelgehäuse stellt sich durch das Zusammenspiel von Leckage- und Regelmassenstrom ein. Somit wird deutlich, dass das Kurbelgehäuse ein wichtiger Bestandteil der Modellierung ist.
Das maximale Volumen im Kurbelgehäuse $V_{KG_{Ges}}$ ergibt sich bei einem Scheibenwinkel von $\alpha = 0$. Zieht man davon das variable Zylindervolumen $V_Z(t)_k$ ab, so ergibt sich die zeitabhängige Volumenfunktion vom Kurbelgehäuse $V_{KG}(t)$.

$$V_{KG}(t) \quad = \quad V_{KG_{Ges}} - \sum_k^{n_Z} V_Z(t)_k \quad . \tag{2.22}$$

Auf das variable Zylindervolumen wird in Kap. 2.3.2 genauer eingegangen. Da das Volumen $V_{KG_{Ges}}$ konstant ist, ergibt sich die Ableitung aus Gl. 2.22 zu:

$$\frac{dV_{KG}(t)}{dt} \quad = \quad -\sum_k^{n_Z} \frac{dV_{KV}(t)}{dt} \quad . \tag{2.23}$$

Analog zur Gl. 2.19 kann die Massenvariation im Kontrollvolumen „Kurbelgehäuse“ erfasst werden:

$$\frac{dm_{KG}(t)}{dt} \quad = \quad \dot{m}_{PWM} - \dot{m}_{Bohr} + \sum_k^{n_Z} \dot{m}_{L_Z^{Aus}k} - \sum_k^{n_Z} \dot{m}_{L_Z^{Ein}k} \quad . \tag{2.24}$$

Die Summe der Enthalpieströme in das Kurbelgehäuse können wie folgt berechnet und in Gl. 2.17 eingesetzt werden:

$$\sum_j \dot{m}_{KG} \cdot h_{KG}(t) = \sum_k^{n_Z} \dot{m}_{L_Z^{Aus}k} \cdot h_{Zk}(t) - \\ - \sum_k^{n_Z} \dot{m}_{L_Z^{Ein}k} \cdot h_{KG}(t) + \dot{m}_V^{Ein} \quad \cdot h_V^{Ein}(t) - \dot{m}_V^{Aus} \cdot h_{KG}(t) \quad . \tag{2.25}$$

b) Räume mit konstantem Kontrollvolumen

In dem Modell sind die Saugkammer und die Hochdruckkammer bzw. Druckkammer die einzigen Räume mit konstantem Kontrollvolumen V_{VK}. Für die Modellierung dieser Kammern

wird die gleiche Vorgehensweise wie für Kammern mit variablem Kontrollvolumen angewendet. Diese Räume werden ebenfalls als eindimensionale Fluidknoten betrachtet, deren Temperatur T mit Gleichung 2.17 berechnet werden kann. Der einzige Unterschied ist jedoch, dass folgender Term zu Null wird:

$$p\frac{dV_{KV}(t)}{dt} = 0 \quad . \tag{2.26}$$

Saugkammer Die Saugkammer des Verdichters leitet das Arbeitsgas an jeden Zylinder weiter. Der in den Zylinder jeweils einströmende Massenstrom hat die Enthalpie der Saugkammer. Diejenigen Verdichter mit einem internen Regler (siehe im Abbildung 2.1) fügen der Saugkammer einen weiteren Massenstrom durch Bohrlöcher hinzu, was in der Gleichung 2.27 gegebenenfalls berücksichtigt werden muss. Die Massenbilanz für diese Saugkammer lautet dann folgendermaßen:

$$\frac{dm_{SK}(t)}{dt} = \dot{m}_{Ein} - \sum_{k}^{n_Z} \dot{m}_{SV_k} + \dot{m}_{Bohr} \quad . \tag{2.27}$$

Hochdruckkammer In dieser Kammer werden die Massenströme von jedem Zylinder aufgenommen. Falls ein interner Regler vorhanden ist, gibt es einen ausströmenden Massenstrom in Richtung des Kurbelgehäuses:

$$\frac{dm_{DK}(t)}{dt} = -\dot{m}_{Aus} + \sum_{k}^{n_Z} \dot{m}_{DV_k} - \dot{m}_{PWM} \quad . \tag{2.28}$$

Weil die Saugkammer der Zylinderkammer vorgelagert ist, ist die Enthalpie des Massenstroms aus der Saugkammer unabhängig von der Enthalpie der Zylinderkammer, falls ein Rückstrom ausgeschlossen werden kann. Gleiches gilt jedoch nicht für die nachgelagerte Hochdruckkammer. Variationen in der Enthalpie vom Massenstrom aus der Zylinderkammer bewirken eine Variation der Enthalpie der Hochdruckkammer. Diese Variation hängt von der Drehzahl des Verdichters und dem Volumen der Hochdruckkammer ab.

2.1.4 Druckverlust und Leckage

Im folgenden Abschnitt wird die Modellierung der Druckverluste der durchströmten Kammern, der Ventilströmung durch die Arbeitsventile sowie der Druckverluste der Fluidströmung durch die mit dem Kurbelgehäuse verbundenen Regelkanäle genauer beschrieben. Außerdem wird ein Modell für die Leckage über die Kolbenringe angegeben.

Druckverlust Der Druckverlust durch die eigentlichen Arbeitsventile zwischen Zylinderraum und Saug- bzw. Druckkammer kann mit dem gleichen mathematischen Grundansatz wie der Druckverlust durch die durchströmte Saug- und Druckkammer sowie der Druckverlust durch die Steuerkanäle zwischen Kurbelgehäuse und der Druck- und Saugkkammer beschrieben werden.

Zur Beschreibung dieser Teilmodelle wird der semi-empirische Ansatz nach Bernoulli verwendet:

$$\dot{m}(\Delta p) = \begin{cases} K_{Strom} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho \cdot (p1 - p2)} & wenn \quad (p1 - p2) \geq 0 \\ 0 \quad wenn \quad (p1 - p2) < 0 \end{cases} \quad . \tag{2.29}$$

Böswirth [1998], Touber [1976] und Fagerli [1997] verwenden den obigen Ansatz der Massenkorrelation auch zur Berechnung des Druckverlustes.
In der o.g. Gleichung nach Touber [1976] steht der Strömungskoeffizient $K_{Strom} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A_{Strom}$ für einen empirischen Wert der Ventilbauform α, der Strömungsverluste berücksichtigt, welche durch Strömungskontraktion und Reibungseffekte entstehen. Der Expansionskoeffizient ε trägt den durch die Kompressibilität hervorgerufenen Effekten Rechnung. Die Dichte ϱ bezieht sich auf die Strömungsbedingungen vor dem Ventil und die Strömungsfläche A_{Strom} auf die kleinste Querschnittsfläche im Ventil. Bei den Arbeitsventilen hängt die Strömungsfläche zusätzlich vom Ventilhub ab.
Die Modellierung der Ventildynamik kann mit unterschiedlicher Detailtiefe erfolgen. Um einen guten Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit zu finden, wird im Rahmen dieser Arbeit ein verhältnismäßig einfaches Modell ausgewählt, das die grundsätzlichen Ventileffekte gut beschreibt, ohne die Bewegung des Ventilplättchens und den Hub im einzelnen zu beschreiben. Beim Erreichen eines Überdrucks öffnet das Ventil schlagartig auf vollen Querschnitt, so dass Gl. 2.29 angewendet werden kann.

Leckage Die Modellierung der Leckage wird in Anlehnung an die Arbeit über Verdichtermodellierung von Prins [2006] durchgeführt. Bei dem hier verwendeten Modell wird die Leckage über die Kolbenringe von den Zylinderräumen in Richtung des Kurbelgehäuses und umgekehrt betrachtet (siehe Abb. 2.1).
Die Leckage wird in dieser Modellierung mit folgender Gleichung aus der Arbeit von Liu [1986] berechnet. Dieser Ansatz geht davon aus, dass durch den Spalt immer ein Gemisch von Gas und Öl entweicht:

$$\dot{m}_{Oel+Gas}(\Delta p) = K_{Gas} \cdot \sqrt{(2 \cdot \varrho \cdot \Delta p)} + K_{v_{rel}} \cdot K_{Oel} \cdot \frac{\Delta p}{\eta} \tag{2.30}$$

$$\approx K_{Gas+Oel} \cdot K_{v_{rel}} \cdot (2 \cdot \varrho \cdot \Delta p)^{\varsigma} \quad . \tag{2.31}$$

Während für den Gasanteil der in Gl. 2.29 beschriebene Bernoulli-Ansatz verwendet wird, berechnet sich der Ölanteil gemäß der Gleichungen für inkompressible Strömung nach Poiseuille für die ebene Kanalströmung.
Die Parameter K_{Gas} und K_{Oel} berücksichtigen in erster Näherung die Einschnürung der Leckageströmung. Während K_{Gas} unter anderem linear von der Spaltdicke abhängt, ergibt sich für K_{Oel} eine kubische Abhängigkeit von der Spaltdicke, d.h. $f(h^3)$. Der Parameter $K_{v_{rel}}$ ist ein Maß für die Abhängigkeit zwischen der Leckage und der Relativbewegung zwischen Öl und CO_2 im Spalt. Dieses Phänomen wird als indirekte Leckage bezeichnet. Gl. 2.30 wird im Rahmen dieser Arbeit durch Gl. 2.31 approximiert. Der konstante Exponent ς beschreibt den Anteil von Öl und CO_2 im Massenstrom des Gemisches. Der Wert dieses Parameters liegt zwischen 0.5 und 1, je nachdem, ob der Gasanteil oder der Ölanteil überwiegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Leckage zwischen dem statischen und dem wellenseitigen Teil der Lager der Antriebswelle berücksichtigt.

2.2 Wärmeübertragungsmodell

Das Wärmeübertragungsmodell als ein Teilmodell für das Verdichtermodell wird durch die folgenden thermische Kapazitäten, Energiequelle, die hier dissipiert Energie, als Reibung und thermische Widerstände abgebildet .

2.2.1 Thermische Kapazitäten

Thermische Kapazitätsobjekte bestehen aus einer thermischen Masse, welche die Festknoten des Wärmeübertragungsprozesses bilden. Die folgende Gleichung ist der 1. Hauptsatz (siehe Gl. 2.7) in der Formulierung für Feststoffe oder für inkompressible flüssige Stoffe mit verschiedenen Wärmequellen, wobei in diesem Modell die thermische Kapazität C konstant bleibt:

$$C\frac{dT}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i \quad . \tag{2.32}$$

Als Objekte mit einer zugeordneten thermischen Kapazität (externe Festknoten) müssen v.a. die massiven Wände (Kurbelgehäuse, Saug- und Hochdruckkammer) und die formstarren Komponenten wie Scheibe, Kolben, Zylinderblock und Antriebswelle betrachtet werden, die durch Gl. 2.32 beschrieben werden können. Die massiven Wände haben die Besonderheit, dass sie ausschließlich als thermische Kapazitäten behandelt werden.
Einen Abschluss zu diesem Kapitel bildet ein kurzer Ausblick auf die derzeitige Diskussion bezüglich der Wandmaterialien Stahl oder Aluminium: Diese beide Stoffen werden in der Diskussion als die möglichen Alternativen bei der Konzipierung des Gehäuses (Kurbelgehäuse, Saug- und Hochdruckkammer) und des Zylinderblocks betrachtet. Auf Grund von Sicherheitsbedenken wurden bei den ersten Kompressoren Stahlgehäuse verwendet. Thermodynamische und dynamische Überlegungen geben aber Aluminiumgehäusen den Vorrang (siehe Magzalci [2005]).

2.2.2 Reibung

Im Verdichtermodell wird die dissipierte Energie aus mechanischen Reibung zwischen Festkörpern mit der relative Geschwindigkeit v_{rel} berechnet. Die Reibleistung, die aus einer Reibungskraft F_R kommt, wird in der folgenden Gleichung gezeigt:

$$P_R = F_R \cdot v_{rel} \quad . \tag{2.33}$$

Reibung

Durch die mechanische Reibung ergeben sich Wärmequellen, die entsprechend in der Energiebilanz berücksichtigt werden müssen. Die Reibungswärme wird im Rahmen der Modellierung in den sogenannten Kontaktknoten berücksichtigt, die sich zwischen den Festkörperknoten befinden.
Die Gesamtreibungskraft F_R ist eine Kombination dreier Reibungsanteile, wie in Abbildung 2.4 veranschaulicht (siehe z.B. Beater [1999]):

- Festkörperreibung: Coulomb'sche Reibung $F_{Coulomb}$ (konstant)
- Flüssigkeitsreibung: hydrodynamische Reibung F_{hydro} (laminar $\sim v_{rel}$, turbulent $\sim v_{rel}^2$)

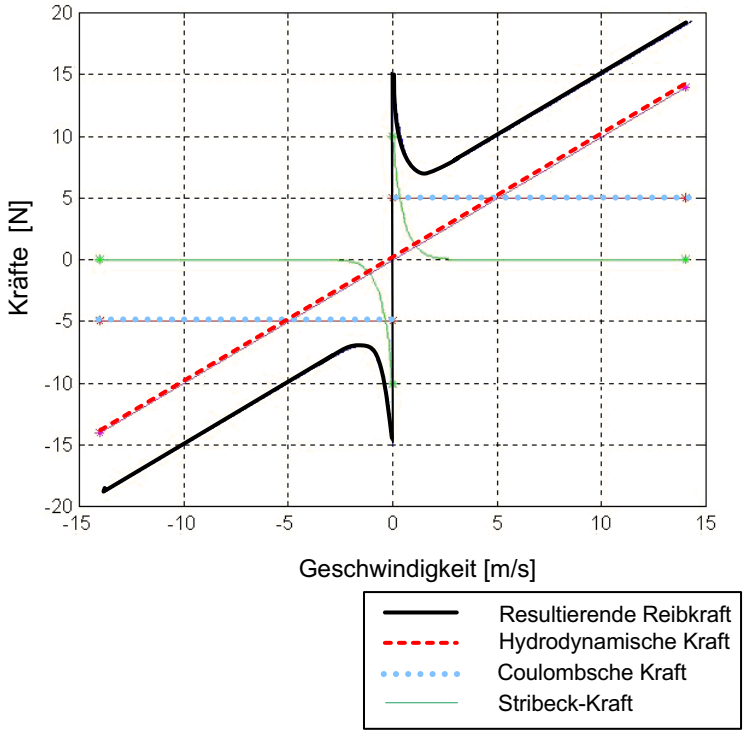


Abbildung 2.4: *Verlauf der wirksamen Reibungskräfte Coulomb-Reibung, hydrodynamische Reibung und Mischgebiet-Reibung über der Geschwindigkeit (Stribeckkurve).*

- Mischreibung: Übergang von Festkörperreibung zu Flüssigkeitsreibung F_{Misch} (mit Minimum)

Der Verlauf der resultierende Gesamtreibungskraft F_R wird in der Literatur als Stribeckkurve bezeichnet:

$$F_R = F_{Coulomb} + F_{Hydro} + F_{Misch} \quad . \tag{2.34}$$

Insgesamt setzt sich die resultierende Gesamtreibungskraft aus den drei Komponenten Coulombsche Kraft, Hydrodynamische Kraft und Stribeck-Kraft zusammen, die wie folgt definiert sind:

$$F_{Coulomb} = \mu \cdot F_N, \qquad F_{Hydro} = K \cdot v_{rel} \qquad und \qquad F_{Misch} = F_H \cdot e^{-C \cdot v_{rel}} \quad . \tag{2.35}$$

wobei F_N die Normalkraft und v_{rel} die relative Geschwindigkeit sind.
Der Coulombsche Reibungskoeffizient μ hängt von dem verwendeten Material und der Temperatur im Kontaktpunkt ab. Der Reibungskoeffizient K wird durch das Material, die Oberflächenrauhigkeit und -güte, die Öltemperatur und die Ölviskosität bestimmt. F_H ist die aus der Coulombschen Reibungstheorie stammende Haltekraft, deren Betrag durch eine von der Geschwindigkeit abhängende Abklingfunktion verkleinert wird und damit den Festkörperreibungsanteil beschreibt. Die Konstante C gibt an, in welchem Maß der Festkörperreibungsanteil mit zunehmender Geschwindigkeit abnimmt.
Die Unstetigkeit von Coulombscher Kraft und der Mischreibungskraft, die bei einer Geschwindigkeit von null auftritt, beschreibt die Effekte, die entsprechend beim Übergang von Haft-

und Gleitreibung auftreten. Mathematisch kann dieser Übergang durch die Signum-Funktion folgendermaßen beschrieben werden:

$$F_R = K \cdot v_{rel} + (\mu \cdot F_N + F_H \cdot e^{-C \cdot v_{rel}}) \cdot sgn(v_{rel}) \quad . \tag{2.36}$$

Bei diesem Verdichtermodell werden die o.g. Koeffizienten der hydrodynamischen Kraft und des Stribeck-Effektes nur in geringem Maß verändert.

2.2.3 Thermische Widerstände

Der Wärmeübertragungsprozess wird durch ein eindimensionales Knotenmodell abgebildet, dessen Aufbau in Abb. 2.5 schematisch dargestellt ist. Dabei handelt es sich um ein sogenanntes Widerstandsnetzwerk. Dieses besteht aus thermischen Widerständen, die die thermischen Kapazitätsknoten entsprechend der physikalischen Wärmeübertragungsprozesse miteinander verbinden. Die thermischen Widerstände bilden die eindimensionale Wärmeübertragung ab und beschreiben entsprechend die drei Wärmeübertragungsprozesse Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung.
Die thermischen Widerstände lassen sich in Innen- und Außenwiderstände des Kompressors einteilen.
Um ein Gesamtmodell zu erstellen, das sowohl den Massentransport als auch die Wärmeübertragung berücksichtigt, können beide Modelle über die gemeinsamen Fluidknoten nach Abb. 2.5 miteinander verknüpft werden.

In Abb. 2.6 ist das Wärmeübertragungsmodell für einen Zylinderblock und die Kolben gezeigt. Der Effekt der Strahlung wird aufgrund der Betriebstemperatur in der Zylinderkammer und der Saug- und Hochdruckkammer vernachlässigt. Darüber hinaus sind die Zylinderwände metallisch, sodass die Wärmeüber-tragung durch Strahlung erschwert wird.

Die folgende Gleichung beschreibt die durch Wärmeleitung übertragene Wärmeleistung entsprechend der eindimensionalen Fourierschen Wärmeleitungsgleichung aufgrund einen Temperaturgradienten:

$$\dot{Q} \;=\; \lambda \cdot A_{Leitung} \cdot \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} \approx \frac{\lambda}{\delta} \cdot A_{Leitung} \cdot \Delta T \quad , \tag{2.37}$$

wobei δ die Wanddicke und $A_{Leitung}$ die entsprechende für die Wärmeleitung wirksame Wandfläche darstellt. Für die Konvektion gilt folgender Zusammenhang:

$$\dot{Q} \;=\; \alpha_{Konv} \cdot A_{Konv} \cdot \Delta T \tag{2.38}$$

Das hier erstellte Modell basierte auf den Grundgleichungen für Wärmeleitung (Gl. 2.37) und Konvektion (Gl. 2.38). Für die Berechnung des Wärmeübertragungskoeffizienten α_{Konv} in $[W/(m^2 \cdot K)]$ im Zylinder wird die empirische Gleichung 2.39 nach Fagotti [1998] verwendet:

$$\begin{aligned} \alpha_{Konv} &= Nu \cdot \left(\frac{\lambda}{D_Z}\right) = 0.28\left(\left(\frac{\varrho \overline{v} D_Z}{\mu}\right)^{0.65} + 0.25 \cdot L_Z \cdot \left(\frac{T_W}{T_Z - T_W}\right)\right) \cdot \left(\frac{\lambda}{D_Z}\right) \\ &\approx 0.3 \cdot Re^{0.65} \cdot \left(\frac{\lambda}{D_Z}\right) \quad , \end{aligned} \tag{2.39}$$

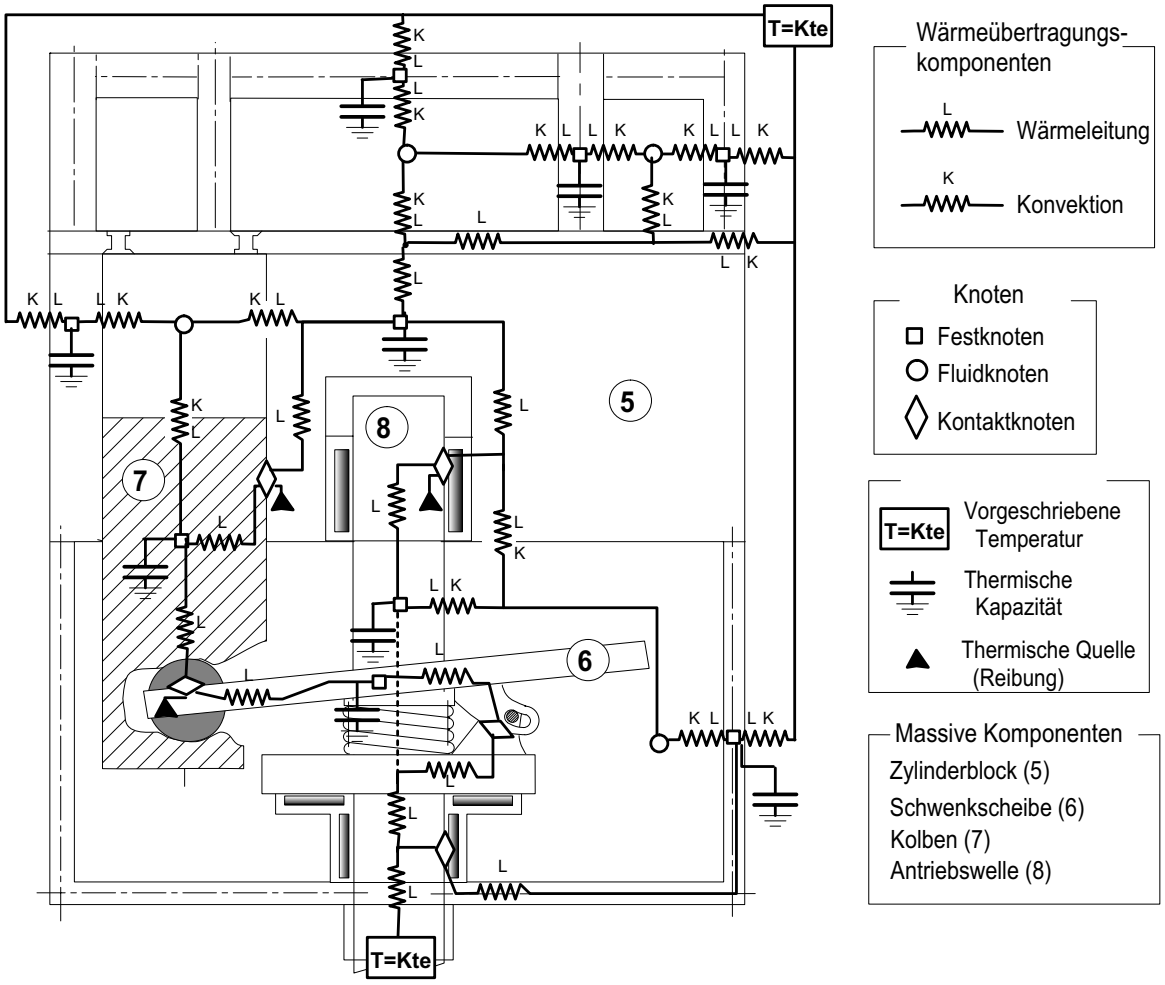


Abbildung 2.5: *Widerstände, Thermische Kapazitäten und Reibungsquellenmodell im Wärmeübertragungsmodell.*

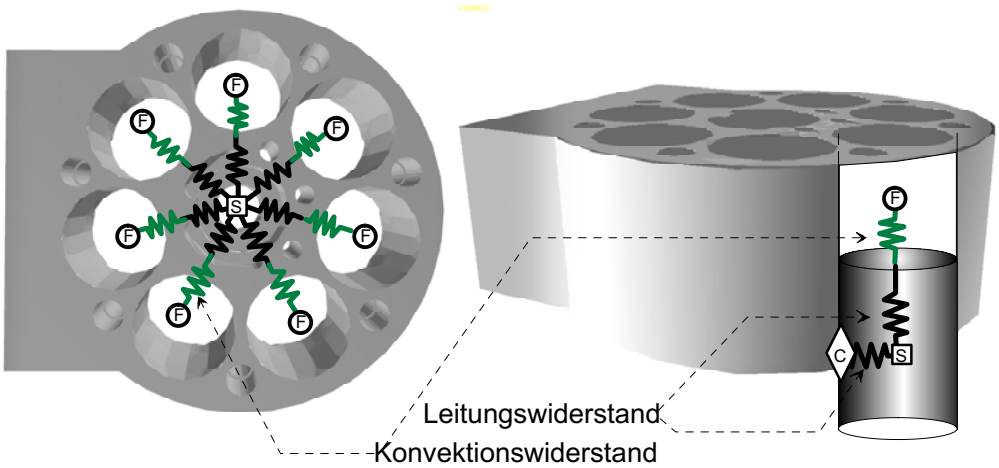


Abbildung 2.6: *Widerstandsmodell für den Zylinderblock.*

wobei folgender Ansatz für die Nusseltzahl $Nu = c \cdot Re^a \cdot Pr^b$ verwendet wird. Vergleichbare empirische Gleichungen werden in anderen Arbeiten wie z.B. von Todescat u. a. [1992] verwendet.

Für andere thermische Räume wie die Saug-und Hochdruckkammer oder das Kurbelgehäuse wurde die folgender einfache empirische Ansatz verwendet, der sich bei Fischer [1999] findet:

$$\alpha_{Konv} = \begin{cases} 7.8 \cdot v_{Fluid}^{0.78} & \text{erzwungene Konvektion} \\ 12 & \text{freie Konvektion} \end{cases} , \tag{2.40}$$

und die Geschwindigkeit des Fluids v_{Fluid} in [m/s].
Die für die Wärmeübertragung wirksamen Konvektionsflächen und die Leitungsquerschnittsflächen werden für die Modellierung mittels idealer Geometrien wie z.B. Zylinder- oder Quadergeometrie angenähert. Für die Berechnung der verschiedenen Wärmeübertragungsarten werden entsprechend paarweise zugehörige Wärmeübertragungskomponenten zueinander in Beziehung gesetzt und die wesentlichen Übertragungsrichtungen in axialer bzw. radialer Richtung berücksichtigt (siehe Anhang C).

2.3 Kinematische Grundgleichungen

Das Koordinatensystem des Verdichters wird in Abbildung 2.7 verdeutlicht. Eine zweckmäßige

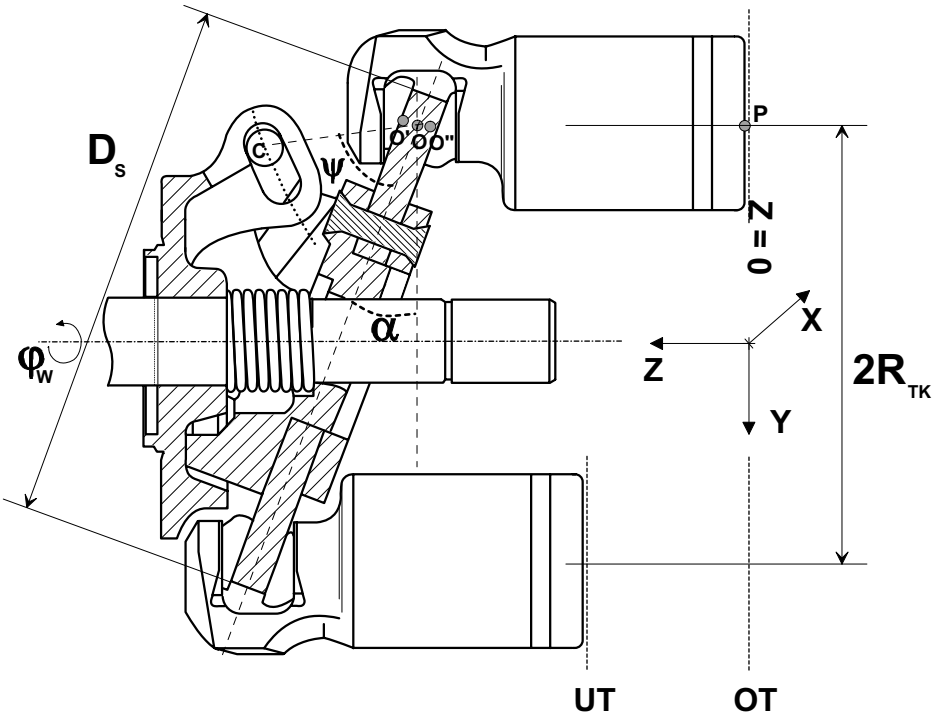


Abbildung 2.7: *Kinematik eines Schwenkscheibenverdichters.*

Wahl des Koordinatensystems kann die Dynamikgleichungen des Modells vereinfachen. Weil für die Kraft- und Drehmomentanalyse die Scheibe die wichtigste Komponente ist, wird ein

zweites, lokales Koordinatensystem mit dem Ursprung O in die Scheibe gelegt. Die globale und lokale z-Achse sollen zueinander parallel sein, wobei die lokale x- und y-Achse um die z-Achse rotieren.
Die Drehung um die x-, y- oder z-Achse wird α bzw. θ bzw. φ charakterisiert. Für die Modellierung des Schwenkscheibenmechanismus werden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Komponenten, u.a. die Scheibe und die Antriebswelle hinsichtlich ihrer kinematischen und dynamischen Grundgleichungen abgebildet. Während in diesem Abschnitt die kinematischen Grundgleichungen formuliert werden, wird im nächsten Kapitel (siehe Kap. 2.4) auf die dynamischen Ansätze eingegangen.

2.3.1 Drehfunktion der Antriebswelle

Die Drehung der Antriebswelle erfolgt um die z-Achse und kann mathematisch durch die Drehfunktion, d.h. die kinematische Gleichung für den Winkel φ beschrieben werden.
Die Geschwindigkeit der Welle $\dot{\varphi}_W$ berechnet sich aus der Drehzahlfunktion $n(t)$, die eine Eingangfunktion des Verdichtermodells darstellt:

$$\dot{\varphi}_W = 2\pi \cdot n(t) \quad . \tag{2.41}$$

Aus der Lösung des Differentialgleichungssystems ergibt sich entsprechend für ein Wert für den Drehwinkel der Antriebswelle φ_W.

Im Folgenden wird das System aus Sicht des lokalen sich drehenden Koordinatensystems betrachtet. Die eigentlich starren Kolben erfahren demzufolge eine Relativbewegung zur Drehung der Antriebswelle. Die Winkel zwischen den in regelmäßigen Abständen positionierten benachbarten Kolben berechnen sich aufgrund der entsprechenden Kreisteilung. Der erste Kolben wird im lokalen Koordinatensystem ein Winkel von 0° zugeordnet. Zusammen mit der Anzahl der Kolben z ergibt sich für den k-ten Kolben folgende Position:

$$\varphi_K(t) = \frac{(k-1)\cdot 2\pi}{z} + \varphi_W(t) \quad mit \quad 1 \leq k \leq z \quad . \tag{2.42}$$

2.3.2 Kolbenweg- und Volumenfunktion

Die kinematische Bewegung des Kolbens beschränkt sich auf die z-Richtung. Sekundärbewegungen der Kolben werden nicht berücksichtigt. Die Kolbenwegfunktion des Axialkolbenverdichters (in Globalkoordinaten) lautet dann:

$$z_K(t) = R_{TK} \tan\big(\alpha(t)\big)\Big[1 - \cos\big(\varphi_K(t)\big)\Big] \quad . \tag{2.43}$$

Die Position $z_K(t)$ bezieht sich auf den Punkt P der Abbildung 2.7. Die Größe R bezeichnet den Abstand zwischen der Mittellinie eines Zylinders in Längsrichtung und der z-Achse der Antriebswelle. Der Winkel $\alpha(t)$ mit dem Scheitelpunkt O ergibt sich aus der Scheibenneigung gegen die x-y Ebene. Die folgende Ableitungen der Kolbenwegfunktion komplettieren die kinematische Beschreibung des Kolbens. So ergibt sich für die Geschwindigkeitsgleichung:

$$\dot{z}_K = R_{TK}\left\{\left(\frac{1}{\cos^2\big(\alpha(t)\big)}\right)\Big(1 - \cos\big(\varphi_K(t)\big)\Big)\dot{\alpha} + \tan\big(\alpha(t)\big)\sin\big(\varphi_K(t)\big)\dot{\varphi}\right\} \quad . \tag{2.44}$$

Die Beschleunigung des Kolben wird ermittelt zu:

$$\begin{aligned}\ddot{z}_K &= R_{TK}\Bigg\{\left[\frac{1}{\cos^2\big(\alpha(t)\big)}\right]\Big[2\tan\big(\alpha(t)\big)\dot{\alpha}^2\Big(1-\cos\big(\varphi_K(t)\big)\Big)+\\ &+\ddot{\alpha}\Big(1-\cos\big(\varphi_K(t)\big)\Big)+2\dot{\alpha}\sin\big(\varphi_K(t)\big)\dot{\varphi_W}+\\ &+\tan\big(\alpha(t)\big)\Big(\cos\big(\varphi_K(t)\big)\dot{\varphi_W}^2+\sin\big(\varphi_K(t)\big)\ddot{\varphi_W}\Big)\Big]\Bigg\} \quad .\end{aligned} \tag{2.45}$$

Die letzte Gleichung wird durch folgende Beziehung vereinfacht ausgedrückt:

$$\ddot{z}_K = \overrightarrow{f}\,(\alpha(t),\dot{\alpha},\ddot{\alpha},t) \quad . \tag{2.46}$$

In Kapitel 3 wird Gl. 2.46 eingehend diskutiert.
Die Volumenfunktion der Zylinder kann aus 2.43 folgendermaßen berechnet werden:

$$V_Z(t) = V_{Tot} + z_K(t)A_Z \quad . \tag{2.47}$$

wobei V_{Tot} das Totvolumen und A_Z die Zylinderkreisfläche ist.
Das Totvolumen setzt sich im Wesentlichen aus 2 Anteilen folgendermaßen zusammen:

$$V_{Tot,OT} = V_{OT} + V_{Schad} \quad . \tag{2.48}$$

$V_{Tot,OT}$ ist das wirksame Totvolumen zwischen dem oberen Totpunkt (OT) des Kolbens und der Ventilplatte. $V_{Tot,Rest}$ fasst das übrige wirksame Totvolumen der Ventilkanäle und aller sonstigen Totvolumina zusammen. Für die Abhängigkeit des Zylindervolumens V_Z von der Zeit bzw. vom Winkel (Kurbelwinkel oder Scheibenwinkel) ergibt sich damit folgende Gleichung:

$$V_Z(t) = V_{Tot} + A_Z R_{TK}\cdot\tan\big(\alpha(t)\big)\Big[1-\cos\big(\varphi_K(t)\big)\Big] \quad . \tag{2.49}$$

2.3.3 Schadraum

In der Abb. 2.7 wird die Variation des Punktes $0-0'-0''$ als ein dynamischer Effekt des Verstellmechanismus erwartet. Die Variation des Punktes wirkt auf eine Variation des Schadraums (Totvolumen). Als eine Annahme für diese Arbeit wird die Variation des Schadraums z_O in Äbhangkeit vom Scheibenwinkel als eine Kreisfunktion $z_O = f(\alpha)$ mit Drehmittelpunkt in O_R implementiert. Die einfache geometrische Beziehung, die in der Abb. 2.8 gezeigt wird, korrigiert teilweise die Bewegung des Punktes $O-O'-O''$ mit den Funktionen $z_S^* = z_S + z_O(\alpha)$ für die Scheibenposition bzw. $z_K^* = z_K + z_O(\alpha)$ für die Kolbenposition. Der Anteil $z_O(\alpha)$ wird in folgender Gl.2.50 dargestellt:

$$z_O(\alpha) = d_{O_RO}\cdot\sin(\alpha+\beta) + (y_{O_R} - d_{O_RO}\cdot\sin(\alpha+\beta))\cdot tan(\alpha) + z_{O_R} \tag{2.50}$$

In der Arbeit von Schölch [2005] ist der Punkt $O_R \neq konstant$ und es gilt die Funktion $z_O = r(\alpha)$. In der Multibody-Bibliothek in Modelica (siehe Otter u. a. [2003]) wird unter Voraussetzung der o.g. Funktionen eine Splinekurve entwickelt.

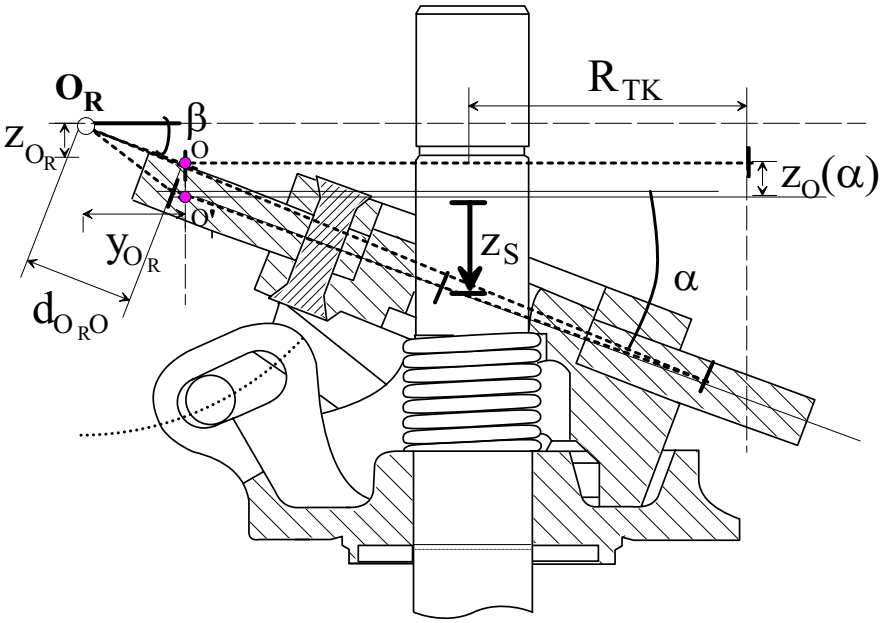


Abbildung 2.8: *Drehmittelpunkt der Schwenkscheibe.*

2.4 Dynamische Modellierung

Die detaillierte Analyse des Verstellmechanismus liefert wichtige dynamische und kinematische Variablen und Gleichungen für die dynamische Modellierung des Axialkolbenverdichters. Je nachdem, ob der Schwenkscheibenwinkel α konstant gehalten wird oder zeitlich betrachtet variable Werte annehmen kann, erfolgt die Beschreibung entweder durch ein statisches oder durch ein dynamisches Modell. Die statische oder dynamische Modellierung kann allerdings jeweils wiederum stationär oder instationär erfolgen, worauf in Kapitel 3.2.7 näher eingegangen wird.
Für die dynamische Modellierung wird jeweils eine Kräfte- bzw. Drehmomentenbilanz der massenbehafteten Komponenten Kolben, Schwenkscheibe, Schwenkmechanismus und Antriebswelle formuliert. Wichtig ist hierbei auch die Berücksichtigung der relevanten Reibungs- und Druckkräfte bzw. es sind die entsprechend repräsentativen Parameter zu berücksichtigen.

2.4.1 Kolben

Im Folgenden wird die Kräfte- bzw. Drehmomentenbilanz für die Kolben formuliert. Die Kolben bilden hinsichtlich der Modellbeschreibung eine Schnittstelle zwischen thermodynamischer und mechanischer Modellierung, da dort sowohl die mechanischen Kräfte des Schwenkscheibenmechnismus als auch die Druckkräfte des Zylindergases betrachtet werden müssen.

Kräftebilanz am Kolben Die folgende Kräftebilanz für die Kolben wird basierend auf dem Lokalkoordinatensystem nach Abb. 2.7 bzw. Abb. 2.9 formuliert. Entsprechend repräsentiert Gl. 2.51 die Kräftebilanz in z-Richtung und Gl. 2.52 die Kräftebilanz in xy-Richtung:

$$F_{N^z_{SK}} = F_{\triangle p_K} - F_{m^z_K} - (F_{R^z_{ZK}} + F_{R^z_{SK}}) \quad . \tag{2.51}$$

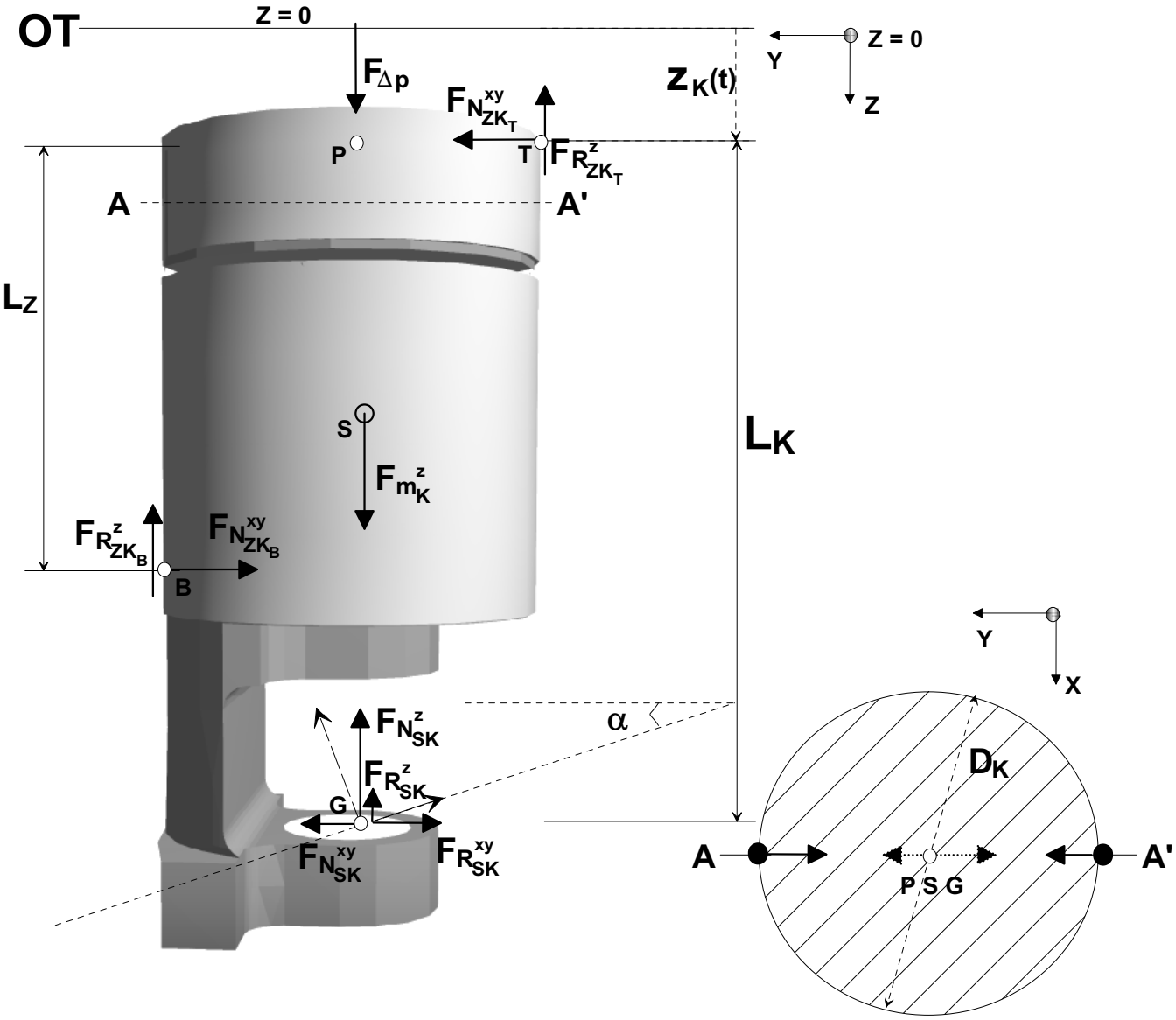


Abbildung 2.9: *Kräftebilanz am Kolben. Die Abbildung links zeigt den Kolbens von der Seite in der y-z-Ebene, während die Abbildung rechts eine Draufsicht von oben auf den Kolben in der x-y-Ebene zeigt.*

$$F_{R_{SK}^{xy}} = -F_{N_{ZK_T}^{xy}} - F_{N_{ZK_B}^{xy}} - F_{N_{SK}^{xy}} \quad . \tag{2.52}$$

wobei $F_{N_{SK}^z}$ die Normalkraft bezeichnet, die von der Scheibe zum Kolben in z-Richtung ausgeübt wird. $F_{\triangle p_K}$ ist die Druckkraft, die das Zylindergas auf den Kolben in z-Richtung ausübt und $F_{m_K^z}$ die Massenträgheitskraft des Kolbens. $F_{R_{ZK}^z}$ ist die resultierende Gesamtreibungskraft zwischen Kolben und Zylinderwand in z-Richtung und $F_{R_{SK}^z}$ entsprechend die Reibungskraft zwischen Schwenkscheibe und Kolben.

Die Druckkraft $F_{\triangle p_K}$ ergibt sich aus der Druckdifferenz des Kurbelgehäusedrucks und des Zylinderdrucks zu:

$$F_{\triangle p_K} = (p_Z - p_{KG}) \cdot A_{Druck} = \pi \cdot (p_Z - p_{KG}) \cdot \left(\frac{D_K^2}{4}\right) \quad , \tag{2.53}$$

und die Massenträgheitskraft des Kolbens im Schwerpunkt S ist

$$F_{m_K^z} = m_K \ddot{z}_{K_{(S)}} \quad . \tag{2.54}$$

Reibung am Kolben Abbildung 2.9 verdeutlicht, dass sich die Normalkraft $F_{N_{ZK_T}}$ im Kopfteil (*top*) bzw. $F_{N_{ZK_B}}$ im Fußteil (*bottom*) des Kolbens befindet. Die beiden Normalkräfte in den gleichen Punkten (T) und (B) aus der xy-Ebene wirken als Reibungskraft $F_{R_{ZK_T}}$ bzw. $F_{R_{ZK_B}}$ in der z-Richtung.
Trotz mannigfaltiger Reibungsursachen und -richtungen wurde die Kraft $F_{R_{ZK}}$ zwischen Kolben und Zylinder auf die beiden Reibungskräfte $F_{R_{ZK_T}}$ und $F_{R_{ZK_B}}$ in z-Richtung näherungsweise beschränkt. Die Gesamtreibkraft zwischen Kolben und Zylinder kann man analog zur Normalkraft zerlegen:

$$F_{R_{ZK}} = (F_{R_{ZK_T}} + F_{R_{ZK_B}}) \tag{2.55}$$

Aus Gleichung 2.35 lassen sich die Argumente für die Reibung übertragen:

$$F_{R_{ZK_T}} = f(\mu_{ZK_T}(T), v_{rel_{ZK}}, F_{N_{ZK_T}}) \quad mit \quad v_{rel_{ZK}} = \dot{z}_K \tag{2.56}$$

$$F_{R_{ZK_B}} = f(\mu_{ZK_B}(T), v_{rel_{ZK}}, F_{N_{ZK_B}}) \quad mit \quad v_{rel_{ZK}} = \dot{z}_K \quad . \tag{2.57}$$

Drehmomentbilanz am Kolben Für die Summe der Drehmomente in der xy-Ebene $\sum M_{K_{(G)}}^{xy}$ gilt im Kontaktpunkt G (siehe die Abbildung 2.9) zwischen der Scheibe und dem Gleitstein des Kolbens folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \sum M_{K_{(G)}}^{xy} &= 0 \\ &= -F_{N_{ZK_T}^{xy}} L_K - F_{N_{ZK_B}^{xy}} \Big(L_K - \big(L_Z - z_K\big)\Big) + \frac{D_Z}{2}\Big(F_{R_{ZK_T}} - F_{R_{ZK_B}}\Big) \quad . \end{aligned} \tag{2.58}$$

Die geometrischen Abstände (L_K, L_Z und D_Z) können Abb. 2.9 entnommen werden. Die Kolbenwegfunktion wurde bereits in Gl. 2.43 hergeleitet. In Richtung der z-Achse ist die Summe des resultierenden Drehmoments $\sum M_K^{\varphi}$ im Punkt G ebenfalls Null, da alle Kräfte des Kolbens in Radialrichtung der z-Achse weisen:

$$\sum M_{K_{(G)}}^{\varphi} = 0 \quad . \tag{2.59}$$

2.4.2 Schwenkscheibe

Die zentrale Komponente bei der dynamischen Betrachtung von geregelten Schwenkscheibenverdichtern ist die Schwenkscheibe. An dieser findet die Kraftübertragung zwischen Welle und Kolben statt.
In der Literatur findet sich eine dynamische Modellierung von Schwenk-, Taumel- bzw. Ringscheiben z.B. bei Below [1984], Ishii u. a. [1990] und Parsch [2002]. Im Rahmen dieser Arbeit wird allerdings eine neuartige Modellierung für das dynamische Verhalten der Schwenkscheibe erarbeitet.

Anhand von Abb. 2.10 lassen sich an der Schwenkscheibe wirkenden Kräfte in drei Gruppen einteilen:

- Normal- und Reibungskräfte zwischen Kolben und Scheibe über Gleitsteine,
- Kräfte zwischen Scheibe und Mitnehmer bzw. Triebscheibe und
- Federkräfte zwischen Scheibe und Antriebswelle.

Die Normalkraft der Scheibe in Kolbenrichtung $F_{N_{KS}}$ ist die Gegenkraft zur Normalkraft $F_{N_{SK}}$ des Kolbens in Scheibenrichtung. Der Gleitstein fungiert als eine Art Gelenk zwischen Scheibe und Kolben, sodass alle auftretenden Kräfte nur in der yz-Ebene übertragen werden:

$$F_{N_{KS}} = F_{N_{KS}^{yz}} \quad . \tag{2.60}$$

Analog lassen sich die Normalkräfte ($F_{N_{SW_L}}$ und $F_{N_{SW_R}}$) zwischen der Scheibe und dem Mitnehmer darstellen:

$$F_{N_{SW_L}} = F_{N_{SW_L}^{yz}} \quad \text{bzw.} \quad F_{N_{SW_R}} = F_{N_{SW_R}^{yz}} \quad . \tag{2.61}$$

Die Lage des Kontaktpunktes C zwischen Scheibe und Mitnehmer, wo die Gegenkräfte angreifen, hängt vom Winkel α ab. In Abb. 2.7 ist der Winkel ψ zwischen dem Kolbenschuhlagerungspunkt O auf der Schwenkscheibe und dem Mitnehmerdrehpunkt C eingezeichnet. Da bei einer Veränderung des Anstellwinkels der Schwenkscheibe die Abstandsänderungen zwischen den Punkten O und C gering sind, kann der Winkel ψ in Gl. 2.62 in guter Näherung als konstanter Parameter angesehen werden. Dennoch wandert der Punkt C, bedingt durch die Bewegung vom Punkt O, nicht auf einer idealen Kreisbahn, sondern auf der Kurve des Führungschlitzes.

$$\psi \;=\; \arctan\left(\frac{d_{CO}^{z}(\alpha)}{d_{CO}^{xy}(\alpha)}\right) \approx \arctan\left(\frac{d_{CO}^{z}}{d_{CO}^{xy}}\right) \quad . \tag{2.62}$$

Befinden sich Kolben und Scheibe in Gleichgewicht, so addieren sich die Reibungskräfte in x-Richtung zu null:

$$\sum_{k}^{n_Z} F_{R_{KS}^{x}k} = 0 \tag{2.63}$$

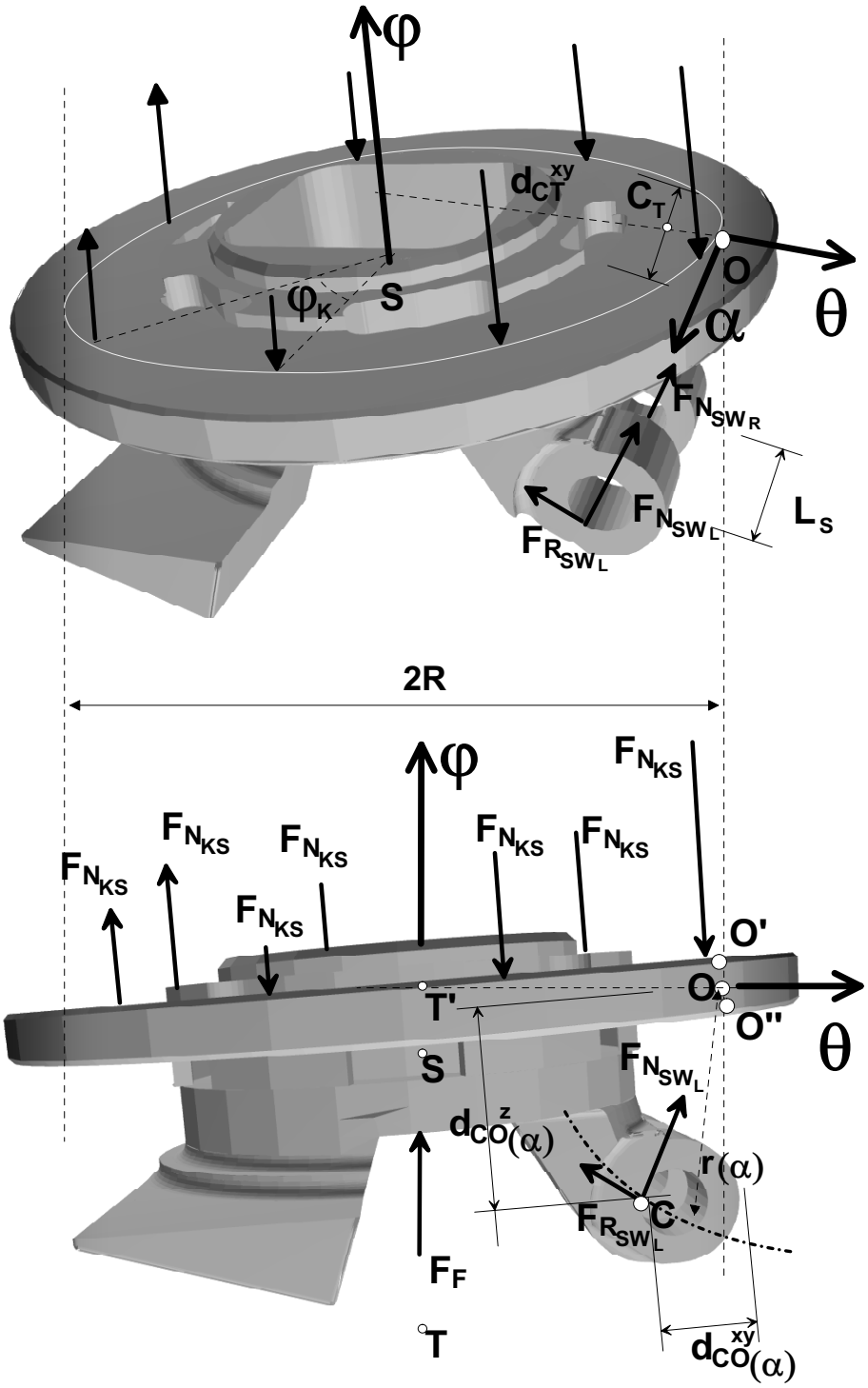


Abbildung 2.10: *An der Schwenkscheibe (oben) und am Mitnehmer wirkende Kräfte für die Erstellung.*

Ebenso ergibt sich für die Summe der Gesamtkräfte in y-Richtung der Scheibe ein Wert von null:

$$F_{R^y_{SW_L}} + F_{N^y_{SW_L}} + F_{R^y_{SW_R}} + F_{N^y_{SW_R}} + \sum_k^{n_Z} \left(F_{N^y_{KS}k} + F_{R^y_{KS}k} \right) = 0 \quad . \tag{2.64}$$

In Richtung der z-Achse ergibt sich folgende Kräftebilanz:

$$\begin{aligned} m_S \cdot \ddot{z}_{S_{(S)}} = F_{R^z_{SW_L}} + F_{N^z_{SW_L}} + F_{R^z_{SW_R}} + F_{N^z_{SW_R}} + \\ + \sum_k^{n_Z} \left(F_{R^z_{KS}k} + F_{N^z_{KS}k} \right) + F_F \quad . \end{aligned} \tag{2.65}$$

Nach dem Newtonschen Prinzip von Actio gleich Reactio entsprechen die Gegenkräfte des Kolbens den Einsatzkräften der Scheibe.

Federkräfte Nach Abb. 2.7 wirkt zusätzlich eine Federkraft F_F auf die Scheibe, die sich aus den Federkräften zweier auf der Welle angeordneter in Reihe geschalteten Spiralfedern - einer weichen und einer harten Feder - zusammensetzt. Unterschreitet der Winkel α der Scheibe denjenigen Wert $\alpha_{F_h,unbelastet}$, bei dem die Länge der harten Feder die unbelastete Länge übersteigt, wird die Federkraft allein von der weiche Feder F_{F_W} aufgebracht. Daher ergibt sich für die resultierende Gesamtfederkraft mit den Federkonstanten für die harte bzw. weiche Feder K_h bzw. K_w in erster Näherung folgende Abhängigkeit:

$$F_F = \begin{cases} \frac{K_h \cdot K_w}{K_h + K_w} \cdot \Delta z_S = F_{F_h} + F_{F_w} & \alpha > \alpha_{F_h,unbelastet} \\ K_w \cdot \Delta z_S = F_{F_w} & \alpha < \alpha_{F_h,unbelastet} \end{cases} \tag{2.66}$$

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Modellierung wird aber auf eine genauere Polynomialfunktion zurückgegriffen, die empirisch basierend auf detaillierten Federmessungen ermittelt werden kann.
Für beide Federarten kann der Hub Δz_S in z-Richtung näherungsweise durch den Schwenkscheibenwinkel ersetzt werden:

$$F_F = f(\Delta z_S) \approx f(\Delta\alpha) \quad . \tag{2.67}$$

Reibung zwischen der Scheibe und dem Kolben Für die Berechnung der Reibungseinflüsse zwischen Scheibe und Kolben ist es zweckmäßig, die Reibungskraft in Koordinatenschreibweise aufzuspalten. Dazu wird das lokale Koordinatensystem der Scheibe mit den drei Richtungen x, y, z gewählt, um die mathematische Formulierung zu vereinfachen. Für ein erweitertes Reibungsmodell in dem Gleitschuh ergibt sich dann folgendes Gleichungssystem :

$$\begin{pmatrix} F_{R^x_{KS}k} \\ F_{R^y_{KS}k} \\ F_{R^z_{KS}k} \end{pmatrix} = F_{R_{KS}k} \begin{pmatrix} \cos\left(\varphi_{K_k}\right) \cdot \cos\left(\alpha\right) \\ \sin\left(\varphi_{K_k}\right) \cdot \cos\left(\alpha\right) \\ \sin\left(\alpha\right) \end{pmatrix} \quad . \tag{2.68}$$

Die Reibungskräfte in jedem Kolben werden als Funktion dreier Reibungsarten nach Gl. 2.35 berechnet. Die experimentelle Untersuchung der Reibungskraft zwischen Scheibe und Kolben $F_{R_{KS}}$ wird von Hotta [2004] und Yanagisawa [2004]) dargestellt wie folgt:

$$F_{R_{KS}k} = f(\mu_{KS}(T), v_{rel_{KS}k} = R_{TK}\dot{\varphi}, F_{N_{SW}k}) \quad . \tag{2.69}$$

Aber der Reibungskoeffizient μ_{KS} wird in dieses Modell als näherungsweise konstant angenommen.

Reibung zwischen der Scheibe und der Antriebswelle Entsprechend können die Reibungseinflüsse zwischen Scheibe und Antriebswelle, die am Mitnehmergelenk auftreten, wie folgt berechnet werden:

$$\begin{pmatrix} F_{R^x_{SW_L}} \\ F_{R^y_{SW_L}} \\ F_{R^z_{SW_L}} \end{pmatrix} = F_{R_{SW}} \begin{pmatrix} 0 \\ \cos\left(\psi+\alpha\right), \\ \sin\left(\psi+\alpha\right) \end{pmatrix} \quad . \tag{2.70}$$

Die Komponenten der Reibungskraft $F_{R_{SW_R}}$ werden identisch zu der vorhergehenden Kraft definiert. Analog zur Reibung im Kolben und Zylinder lässt sich die Rechnung für die Reibung in der Antriebswelle und Scheibe durchführen.

$$F_{R_{SW_L}} = f(\mu_{SW}(T), v_{rel_{SW_L}}, F_{N_{LW_L}}) \quad mit \quad v_{rel_{SW_L}} = \dot{\alpha} \cdot r_{CO}(\alpha) \tag{2.71}$$

$$F_{R_{SW_R}} = f(\mu_{SW}(T), v_{rel_{SW_R}}, F_{N_{LW_R}}) \quad mit \quad v_{rel_{SW_R}} = \dot{\alpha} \cdot r_{CO}(\alpha) \quad . \tag{2.72}$$

Wie bereits erwähnt, wird der Punkt O als ortsfest angenommen. Deshalb ist der Abstand $\overline{OC}$ als Radius r näherungsweise konstant.

$$v_{Rel_{SW}} = r_{CO}(\alpha) \cdot \dot{\alpha} \approx r_{CO} \cdot \dot{\alpha} \quad . \tag{2.73}$$

Drehmomente der Schwenkscheibe In der Scheibe werden die Summen der Drehmomente für die Achse x (α), die Achse y (θ) und die Achse z (φ) analysiert. Bei der Analyse für die x- und y-Achse wird der oben genannte Punkt O gewählt.

Drehmoment um die z-Achse Die Berechnung des Drehmomentes um die z-Achse (φ) erfolgt um den Schwerpunkt*(S)* herum, der genähert auf der z-Achse verbleiben soll.

$$\begin{aligned} M_{S^{\varphi}_{Bilanz}} &= \sum M^{\varphi}_{S_{(S)}} \\ &= \sum_{k}^{n_Z} (-M_{N^{\varphi}_{KS}k} + M_{R^{\varphi}_{KS}k}) + M_{R^{\varphi}_{SW_L}} + M_{R^{\varphi}_{SW_R}} \quad . \end{aligned} \tag{2.74}$$

Zwischen dem Kolben und der Scheibe treten folgende Drehmomente für jeden Kolben k auf:

$$M_{N^{\varphi}_{KS}k} = R_{TK} \cdot F_{N^{xy}_{KS}k} = R_{TK} \cdot \sin(\varphi_{K_k}) \cdot F_{N^{z}_{KS}k} \tan(\alpha) \tag{2.75}$$

$$M_{R^{\varphi}_{KS}k} = R_{TK} \cdot F_{R^{xy}_{KS}k} = R_{TK} \cdot F_{R^{z}_{KS}k} \cos(\alpha) \quad . \tag{2.76}$$

Zwischen der Antriebswelle und der Scheibe ergibt sich für das Drehmoment $M_{R^{\varphi}_{SW_R}}$:

$$M_{R^{\varphi}_{SW_R}} = \left(R_{TK} - d^{xy}_{CT}\right) F_{R^{xy}_{SW_R}} \sin\left(\arctan \frac{L_S}{2\left(R_{TK} - d^{xy}_{CT}\right)}\right) \quad . \tag{2.77}$$

Das Drehmoment $M_{R^{\varphi}_{SW_L}}$ wird analog ermittelt.
Die geometrischen Abstände (L_S, R_{TK} und d^{xy}_{CT}) können der Abb. 2.10 entnommen werden.

Drehmoment um die y-Achse Für die y-Achse (θ) gilt die folgende Gleichung im Punkt O:

$$\sum M^{\theta}_{S_{(O)}} = 0 \quad . \tag{2.78}$$

Drehmoment um die x-Achse Für die x-Achse (α) gilt die folgende Gleichung im Punkt O. Mit ihr kann die Drehzahlbeschleunigung ($\ddot{\alpha}$) um die x-Achse berechnet werden:

$$\begin{aligned} M_{S^{\alpha}_{Bilanz}} &= \sum M^{\alpha}_{S_{(O)}} \\ &= \sum_{k}^{n_Z} M^{\alpha}_{K_k} - M_{R^{\alpha}_{SW}} - M_{Feder} - M_{Zentrifugal} \quad . \end{aligned} \tag{2.79}$$

Für jeden Kolben k ergibt sich ein Drehmoment $M^{\alpha}_{K_k}$ im Kolben, das zu Null wird.
Die Normalkraft $F_{N^z_{KS}k}$ hängt von der Druckdifferenz des Kurbelgehäuses und des Zylinderraumes ab. Deshalb kann mit der Druckdifferenz ein gewünschtes $M_{S^{\alpha}_{Bilanz}}$ eingestellt werden:

$$\begin{aligned} M^{\alpha}_{K_k} &= M_{N^{\alpha}_{KS}k} + M_{R^{\alpha}_{KS}k} = 0 \\ &= \left[\frac{F_{N^z_{KS}k}}{\cos(\alpha)} \cdot \frac{R_{TK}}{\cos(\alpha)} \cdot \left(1 - \cos(\varphi_{K_k})\right)\right] - \\ &\quad - \Big(F_{R^y_{KS}k}\sin(\alpha) + F_{R^z_{KS}k}\cos(\alpha)\Big) R_{TK}\Big(1 - \cos(\varphi_{K_k})\Big) = 0 \quad . \end{aligned} \tag{2.80}$$

Das Drehmoment M_{Feder} im Punkt O entspricht:

$$M_{Feder} = R_{TK} \cdot F_F \quad . \tag{2.81}$$

Das Drehmoment $M_{R^{\alpha}_{SW}}$ erfährt die gleiche Näherung wie Gl. 2.73:

$$M_{R^{\alpha}_{SW}} = r_{CO}(\alpha) \cdot \left(F_{R^{\alpha}_{SW_L}} + F_{R^{\alpha}_{SW_R}}\right) \approx r_{CO} \cdot \left(F_{R^{\alpha}_{SW_L}} + F_{R^{\alpha}_{SW_R}}\right) \quad . \tag{2.82}$$

Das Zentrifugaldrehmoment stammt von dem Deviationsmoment der Scheibe und ergibt sich zu:

$$M_{Zentrifugal} = (\frac{1}{4}) \cdot m_S \cdot \left(\frac{D_S}{2}\right)^2 \dot{\varphi_W}^2 \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha) \quad . \tag{2.83}$$

Aus dieser folgt folgende Gleichung für die Scheibe:

$$\ddot{\alpha} = \frac{M_{S^{\alpha}_{Bilanz}}}{I_{xx}} \quad . \tag{2.84}$$

Durch Integration von Gl. 2.84 erhält man $\dot{\alpha}$ und α. Man kann schließlich sehen, dass der Drehwinkel α vom Kolbendrehmoment abhängt:

$$\alpha = f(M_{Kolben}, t) \quad . \tag{2.85}$$

Auf diese Gleichung wird im dritten Kapitel genauer eingegangen.

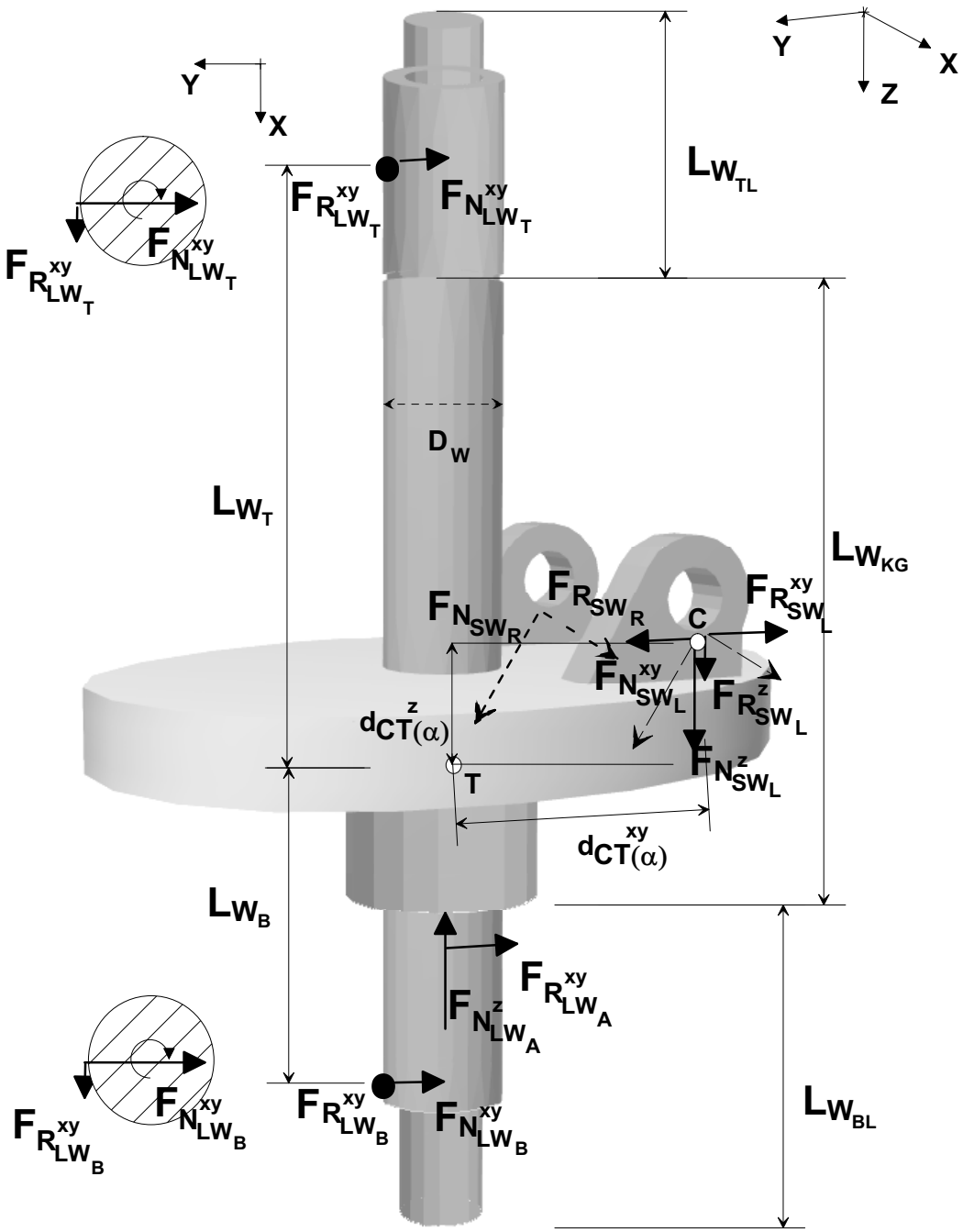


Abbildung 2.11: *Dynamik der Antriebswelle.*

2.4.3 Antriebswelle

Für die Kräfte in der Antriebswelle, die in Abb. 2.11 gezeigt werden, gelten die folgenden Gleichungen:
Die Kräftesumme der Antriebswelle in z-Richtung beträgt:

$$F_{N^z_{SW_L}} + F_{R^z_{SW_L}} + F_{N^z_{SW_R}} + F_{R^z_{SW_R}} - F_{N^z_{LW_A}} + F_{Feder} = 0 \quad . \tag{2.86}$$

Gleiches gilt in y-Richtung für die Antriebswelle:

$$F_{N^y_{SW_L}} + F_{R^y_{SW_L}} + F_{N^y_{SW_R}} + F_{R^y_{SW_R}} + F_{N^y_{LW_T}} + F_{N^y_{LW_B}} = 0 \quad . \tag{2.87}$$

Für die Kräftesumme in der Antriebswelle in x-Richtung ergibt sich:

$$F_{N^x_{SW_L}} + F_{N^x_{SW_R}} = 0 \quad . \tag{2.88}$$

Reibung zwischen Antriebswelle und Lager Analog zur Gl. 2.56 lässt sich die Rechnung für die Reibung in der Antriebswelle und dem Radiallager durchführen:

$$F_{R^{xy_{Tang}}_{LW_T}} = f(\mu_{LW_T}(T), v_{rel_{LW_T}}, F_{N^{xy_{Rad}}_{LW_T}}) \quad mit \quad v_{rel_{LW_T}} = r_{L_T}\dot{\varphi_W} \quad . \tag{2.89}$$

$$F_{R^{xy_{Tang}}_{LW_B}} = f(\mu_{LW_B}(T), v_{rel_{LW_B}}, F_{N^{xy_{Rad}}_{LW_B}}) \quad mit \quad v_{rel_{LW_B}} = r_{L_B}\dot{\varphi_W} \quad . \tag{2.90}$$

Das Differential der Kraft $F_{R_{LW_A}}$ im Axiallager hat folgenden funktionellen Zusammenhang:

$$dF_{R^{xy}_{LW_A}}(\varphi) = f(\mu_{LW_A}(T), v_{rel_{LW_A}}, dF_{N^z_{LW_A}}) \quad mit \quad v_{rel_{LW_A}} = r_{L_A}\dot{\varphi_W} \quad . \tag{2.91}$$

Durch die vektorielle Summe von $d\overrightarrow{F}_{R^{xy}_{LW_A}}$ in xy-Ebene ergibt sich:

$$\sum_{\varphi=0}^{2\pi} d\overrightarrow{F}_{R^{xy}_{LW_A}} \approx 0 \quad . \tag{2.92}$$

Die Abstände r_{L_T}, r_{L_B} und r_{L_A} sind gemittelt über die Lager gemessen. Die Endpunkte liegen jeweils dort, wo die entsprechende resultierende Reibungskraft als maximal eingeschätzt wird.

Drehmomente in der Antriebswelle Für das Drehmoment in y-Achse (θ) gilt:

$$\sum M^{\theta}_{W_{(T)}} = 0 \quad . \tag{2.93}$$

In Richtung der x-Achse (α) im Punkt T ergibt sich:

$$\begin{aligned} \sum M^{\alpha}_{W_{(T)}} = & -L_{W_T} \cdot F_{N^{xy}_{LW_T}} + L_{W_B} \cdot F_{N^{xy}_{LW_B}} - \\ & - d^{xy}_{CT} \cdot \left(F_{N^z_{SW_L}} + F_{N^z_{SW_R}} + F_{R^z_{SW_L}} + F_{R^z_{SW_R}}\right) + \\ & + d^z_{CT} \cdot \left(F_{N^{xy}_{SW_L}} + F_{N^{xy}_{SW_R}} + F_{R^{xy}_{SW_L}} + F_{R^{xy}_{SW_R}}\right) = 0 \quad . \end{aligned} \tag{2.94}$$

Es ist wichtig, die Drehmomente in Richtung der z-Achse (φ) zu berechnen, um dadurch die Leistung des Verdichters bestimmen zu können:

$$\begin{aligned} \sum M^{\varphi}_{W_{(T)}} &= M_{W^{\varphi}_{Bilanz}} \\ &= M_{S^{\varphi}_{Bilanz}} - M_{R^{\varphi}_{SW_R}} - M_{R^{\varphi}_{SW_L}} + M_{LW^{\varphi}_T} + M_{LW^{\varphi}_B} + M_{LW^{\varphi}_A} \quad . \end{aligned} \tag{2.95}$$

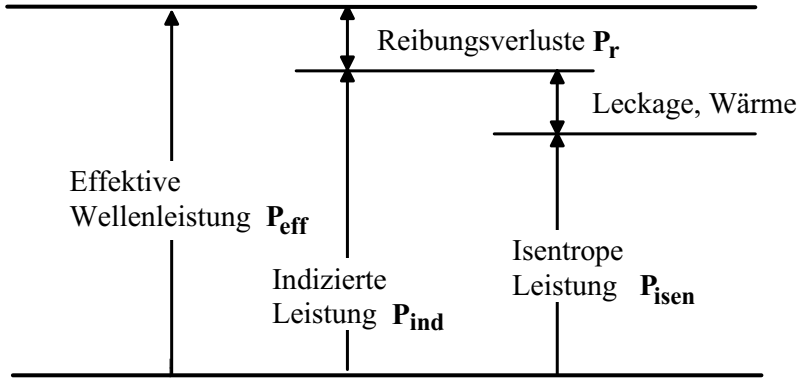


Abbildung 2.12: *Leistungsbilanz im Verdichter.*

Obwohl das Drehmoment der Reibungskraft $M_{R^{\alpha}_{LW_A}}$ sich zu null ergibt, beträgt das Drehmoment $M_{LW^{\varphi}_A}$:

$$M_{LW^{\varphi}_A} = |\sum \overrightarrow{r}_A \times d\overrightarrow{F}_{R_{LW_A}}| = r_{L_A} \cdot F_{R_{LW_A}} \quad . \tag{2.96}$$

Und für $M_{LW^{\varphi}_T}$ erhält man:

$$M_{LW^{\varphi}_T} = |\overrightarrow{r}_T \times \overrightarrow{F}_{R^{xyTang}_{LW_T}}| = r_{L_T} \cdot F_{R^{xyTang}_{LW_T}} \quad . \tag{2.97}$$

Analog dazu ergibt sich die Gleichung für $M_{LW^{\varphi}_B}$.
Schließlich folgt mit $M_{S^{\varphi}_{Bilanz}}$ die Gleichung 2.98 für die effektive Leistung (siehe Kap. 2.5) im Verdichter:

$$P_{eff} = M_{W^{\varphi}_{Bilanz}} \cdot \dot{\varphi_W} \quad . \tag{2.98}$$

2.5 Bewertungsgrößen für Kolbenverdichter

Als wesentliches Ergebnis liefert die Verdichtersimulation die im Folgenden definierten Verdichterbewertungsgrößen. Diese treffen unter anderem eine Aussage über die energetischen Verhältnisse und die Effizienz eines Verdichters und können auch experimentell bestimmt werden. Ein Ziel dieser Arbeit ist es, anhand berechneter und gemessener Güte- und Wirkungsgrade eine Validierung des in diesem Kapitel beschriebenen Verdichtermodells durchzuführen (siehe Kap. 4). Ausgehend von dem in Kap. 4 validierten Verdichtermodell wird in Kap. 5 die eigentliche Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Bewertungsgrößen bestehen aus äußeren und inneren Bewertungsgrößen. Abbildung 2.12 gibt eine Übersicht der Leistungsbilanz: Der Leistungsursprung entstammt einer externen Quelle. Durch verschiedene Verluste im Motor erhält die Kupplung zwischen dem Motor und dem Verdichter weniger Leistung (die effektive Leistung). Die effektive Wellenleistung P_{eff} aus einer Drehmoment- und Drehzahlmessung kann folgendermaßen bestimmt werden:

$$P_{eff} = 2\pi \cdot |\overrightarrow{M}| \cdot n \quad . \tag{2.99}$$

Die indizierte Leistung P_{ind} kann aus dem Indikatordiagramm wie folgt berechnet werden (siehe z.B. Küttner [1991]):

$$P_{ind} = n \cdot z \cdot \sum_i \frac{p_{i+1} + p_i}{2} \cdot (V_{i+1} - V_i) \quad . \tag{2.100}$$

Damit ist diejenige Leistung erfasst, die im Zylinderraum an das Fluid abgegeben wird und entspricht der vom Indikatordiagramm eingeschlossenen Fläche (siehe Abb. 2.13). Die indizierte Leistung P_{ind} ist von derjenigen Leistung zu unterscheiden, die insgesamt im Verdichter an das Fluid abgegeben wird und aus den Enthalpien am Saug- und Druckstutzen berechnet werden kann. Der mechanische Wirkungsgrad berücksichtigt alle Reibungsverluste im Verdichter und die Leistung der Nebenaggregate wie z.B. einer Gleitringdichtung oder einer Ölpumpe. Die theoretische isentrope Vergleichsleistung berechnet sich aus der Differenz der Enthalpie im Ansaugzustand $h_s(p_S, T_S)$ und der Enthalpie im Ausstoßzustand $h_D(p_D, T_D)_{s=const}$ bei gleicher Entropie:

$$P_{isen} = [(h_D)_{s=const} - h_S] \cdot \dot{m}_{CO_2} \quad . \tag{2.101}$$

Aus der effektiven Wellenleistung P_{eff} und der indizierten Leistung P_{ind} kann die Reibleistung P_R als bilanzschließendes Glied wie folgt berechnet werden:

$$P_R = P_{eff} - P_{ind} \quad . \tag{2.102}$$

2.5.1 Äußere Bewertungsgrößen

Typische äußere Bewertungsgrößen sind der effektive Liefergrad, der effektive isentrope Gütegrad, der isentrope Verdichterwirkungsgrad und die energetische Effizienz des Verdichters. Mit Hilfe dieser vier Größen kann ein Verdichter bezüglich einer Kontrollraumgrenze über den Druck- und Saugstutzen, die Antriebswelle und das Verdichtergehäuse vollständig charakterisiert werden (bei Verwendung eines externen Ölabscheiders wird die Kontrollraumgrenze um Verdichter und Ölabscheider gelegt, so dass der Enthalpiestrom am Ölabscheiderausgang berücksichtigt werden muss).

Effektiver Liefergrad

Der effektive Liefergrad λ_{eff} ist das Verhältnis von effektivem Volumenstrom $\dot{V}_{eff}$ zu dem theoretisch möglichen Volumenstrom durch das geometrische Hubvolumen $\dot{V}_{Hub}$ dargestellt wird:

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{V}_{eff}}{\dot{V}_{Hub}} \quad . \tag{2.103}$$

Falls eine Temperaturmessung im Inneren des Verdichters zwischen Saugstutzen und Saugventil vorgenommen wird, kann es sinnvoll sein, einen effektiven Liefergrad zu berechnen, der auf interne Temperaturen bezogen ist. Allerdings ist darauf zu achten, dass diese Größe nur einen aussagekäftigen Wert darstellt, wenn der Druckverlust zwischen Saugstutzen und Saugkammer bestimmt wird oder vernachlässigbar ist.

Effektive isentroper Gütegrad

Der effektive isentroper Gütegrad η_{eff} ist das Verhältnis zwischen einer theoretischen Vergleichsleistung, die auf die Ansaugbedingungen am Saugstutzen, den Druck am Druckstutzen und den effektiven Kältemittelmassenstrom bezogen ist und der effektiven Wellenleistung P_{eff}. Der effektive isentroper Gütegrad η_{eff} ist wie folgt definiert:

$$\eta_{eff} = \frac{P_{isen}}{P_{eff}} \quad , \tag{2.104}$$

wobei die effektive Wellenleistung P_{eff} aus einer Drehmoment- und Drehzahlmessung bestimmt werden kann.

Isentroper Verdichterwirkungsgrad

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_{isen} ist das Verhältnis zwischen der Enthalpiezunahme gemäß einer idealisierten isentropen Verdichtung und der tatsächlichen Enthalpiezunahme des real verdichteten Fluids (siehe z.B. Tramschek [1980]):

$$\eta_{isen} = \frac{(h_D)_{s=const} - h_S}{h_D - h_S} \quad . \tag{2.105}$$

2.5.2 Innere Bewertungsgrößen

Innere Bewertungsgrößen sind der mechanische Wirkungsgrad und alle anderen Kenngrößen, z.B. indizierter Liefer- und Gütegrad, die Verluste detaillierter erfassen (siehe Ciconkov [2003] und Försterling [2004]), welche durch innere Verlustmechanismen wie z.B. Reibung, Wärmeübertragung, Druckverlust, Leckage, Ventilströmung und -schwingungen bzw. -spätschlüsse entstehen.

Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} ist das Verhältnis zwischen der mittels Zylinderraumindizierung gemessenen indizierten Leistung P_{ind} und der effektiv zugeführten mechanischen Wellenarbeit (siehe z.B. Küttner [1991] oder Frenkel [1969]):

$$\eta_{mech} = \frac{P_{ind}}{P_{eff}} \quad . \tag{2.106}$$

2.5.3 Indizierter Liefergrad

Der indizierte Liefergrad λ_{ind} kann nach Abb. 2.13 als Streckenverhältnis aus dem gemessenen Indikatordiagramm bestimmt werden:

$$\lambda_{ind} = \frac{V_{ind}}{V_{Hub}} \quad . \tag{2.107}$$

Der indizierte Liefergrad λ_{ind} kann einmal mit Hilfe des zeitabhängig aufgenommenen Saugkammerdruckes oder aber über den gemittelten Saugstutzen- oder Saugkammerdruck bestimmt werden. Im Folgenden wird immer der zeitabhängige Saugkammerdruck verwendet. Der indizierte

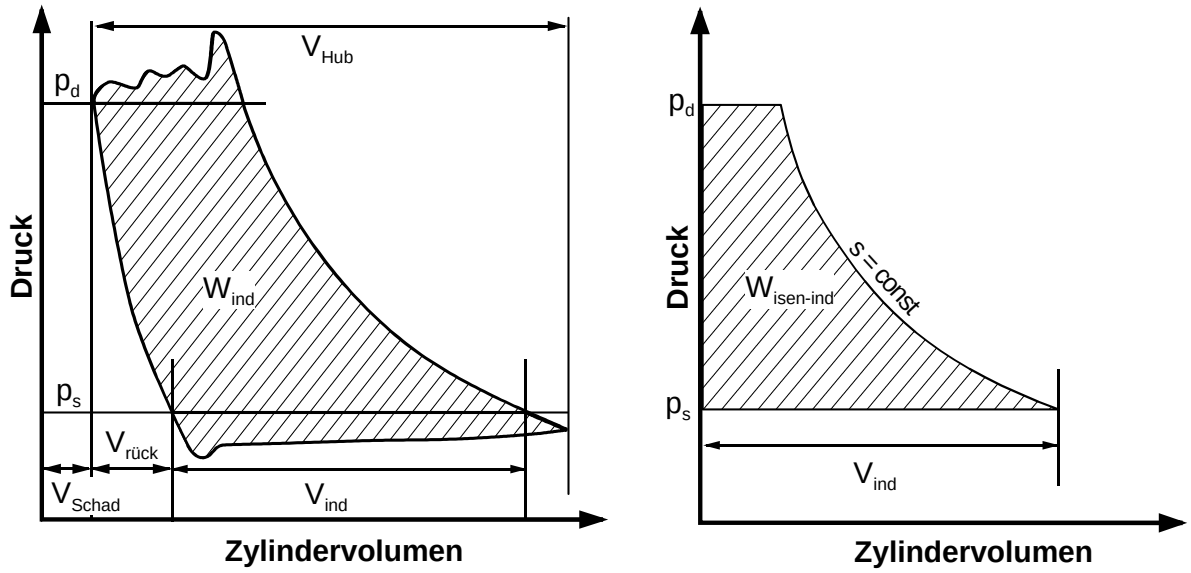


Abbildung 2.13: *Definition der indizierten Leistung, des indizierten Liefergrades und des indizierten isentropen Gütegrades.*

Liefergrad berücksichtigt die Verluste, die durch die Rückexpansion und die Ansaugdruckverluste entstehen und kann deshalb auch als Produkt von Rückexpansions- und Druckverlustanteil folgendermaßen formuliert werden:

$$\lambda_{ind} = \frac{V_{ind}}{V_{Hub}} = \frac{V_{Hub} - V_{rück}}{V_{Hub}} \cdot \frac{V_{ind} + V_{rück}}{V_{Hub} - V_{rück}} = \lambda_{z-rückexp} \cdot \lambda_{z-druck} \quad . \tag{2.108}$$

In der Literatur wird der indizierte Liefergrad häufig als volumetrischer Wirkungsgrad bezeichnet. Der effektive Liefergrad kann dann als das Produkt des volumetrischen und thermometrischen Wirkungsgrades dargestellt werden, wobei der thermometrische Wirkungsgrad eine zusammenfassende Schreibweise für alle übrigen Liefergradverlustanteile ist (siehe z.B. Kaiser [1985]).

2.5.4 Indizierter Gütegrad

Der indizierte Gütegrad η_{ind} ist als das Verhältnis zwischen theoretischer isentroper Verdichtungsleistung (siehe Abb. 2.13) und indizierter Leistung definiert. Wichtig ist, dass zur Berechnung der isentropen Vergleichsarbeit nicht der effektive Liefergrad, sondern der indizierte Liefergrad Verwendung findet. Es gilt:

$$\eta_{ind} = \frac{P_{isen-ind}}{P_{ind}} \quad , \tag{2.109}$$

wobei

$$P_{isen-ind} = [(h_d)_{s=const} - h_s] \cdot \lambda_{ind} \cdot n \cdot z \cdot \varrho(T_s, p_s) \quad . \tag{2.110}$$

Kapitel 3

Programmtechnische Umsetzung und numerische Aspekte

Nach der Beschreibung der physikalischen Modellierung des Schwenkscheibenverdichters im vorhergehenden Kapitel erfolgt im ersten Teils dieses Kapitels die Beschreibung der programmtechnischen Umsetzung mit Hilfe der Modellierungssprache Modelica unter der Simulationsumgebung Dymola. Die Programmstruktur wird anhand des Klassenstrukturdiagramms visualisiert. Im zweiten Teil dieses Kapitels werden die numerischen Aspekte bei der Umsetzung mit Modelica näher beleuchtet.

3.1 Programmtechnische Umsetzung

3.1.1 Programmiersprache und Simulationsumgebung

Für die Modellierung des Verdichters wird im Rahmen dieser Arbeit die Simulationssprache Modelica [2005] benutzt. Modelica wurde von Elmqvist u. a. [1998] mit dem Ziel entwickelt, die Konzepte und Erfahrungen von anderen Sprachen zu vereinigen und eine Grundlagensyntax und -semantik einzuführen. Modelica ist eine objektorientierte gleichungsbasierte Sprache, mit der Algebro-Differentialgleichungssysteme (ADGL-Systeme), wie in Abschnitt 3.2.1 näher ausgeführt, formuliert werden können. Zusätzlich unterstützt Modelica die Formulierung hybrider Modelle, bei denen neben dem ADGL-System auch Ereignisse, wie z.B. das Öffnen oder Schließen der Ventile mit berücksichtigt werden können. Im Vergleich zur Sprache VHDL-AMS (siehe VHDL-AMS [2007]), welche sich aus Elektroniksimulatoren entwickelt hat, verspricht die Sprache Modelica aufgrund ihres Sprachumfangs und ihrer breiten Unterstützung, ein Standard in der Formulierung von hybriden ADGL-Systemen zur Modellerstellung in den verschiedensten ingenieur- und naturwissenschaftlichen Bereichen zu werden.
Unter Modelica, ist es möglich, ähnlich wie in objektorientierten Programmiersprachen (z.B. C++) hierarchisch angeordnete Klassenstrukturen aufzubauen. So kann eine Klasse als Aggregatobjekt für eine andere Klasse verwendet werden, was charakteristisch für die objektbasierte Programmierung für das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Verdichtermodell ist. Die Sprache kann auch auf objektorientierte Eigenschaften wie Spezialisierung der Klasse, Polymorphismus, etc. zurückgreifen (siehe Fritzson [2004]). Eine weitere Besonderheit unter Modelica ist die Verwendung von sogenannten Konnektoren (siehe Otter u. a. [1999]). Diese stellen eine verbindende

Schnittstelle zwischen diskreten Objekten dar und können zudem in erweiterten Modellklassen wiederverwendet werden.
Objektbasierte Verdichtermodelle wurden bereits in anderen Simulationssprachen, wie z.B. von Mühlthaler [2000] oder von Takeshita [1998] unter C++ erstellt, allerdings sind bisher keine komplexeren Verdichtermodelle bekannt, die basierend auf der Programmiersprache Modelica erstellt wurden.
Simulationsumgebungen für Modelica mit Compiler und implementierten Lösern sind momentan in den kommerziellen Softwarepaketen Dymola von Dynamsim [2005], MathModelica von Mathcore [2005], MOSILAB [2007] von der Frauenhofergesellschaft und SimulationX [2007] von ITI verfügbar. Außerdem wird an der Universität in Linköping eine frei verfügbare Simulationsumgebung OpenModelica (siehe PELAB [2005]) entwickelt. Es ist zu erwarten, dass in Zukunft noch weitere Simulatoren erhältlich sein werden.
Die zur Zeit leistungsstärkste Arbeitsumgebung für die Sprache Modelica ist Dymola (siehe Dynasim [2005]). Die Arbeitsumgebung Dymola ist insbesondere für den Entwicklungsspezialisten geeignet. Der von Dymola erzeugte Computercode kann allerdings auch für die oben genannten Anforderungen des Projektingenieurs um beliebige individuelle grafische Benutzeroberflächen erweitert werden. Andere Simulationsumgebungen, wie beispielsweise der OpenModelica Compiler und MOSILAB (siehe Modelica Association [2005], Nytsch-Geusen [2005]), sind bereits einsatzbereit oder in der Entwicklung begriffen. Die Sprache Modelica in Kombination mit der Arbeitsumgebung Dymola ist bereits in verschiedenen Gebieten der R744-Systemsimulation, insbesondere der dynamischen Simulation von PKW-Klimaanlagen, verwendet worden (Limperich [2003], Pfafferot [2005], Tummescheit [2002], Lemke [2005]).
Im Rahmen dieser Arbeit wird das Programmpaket Dymola für die Modellierung verwendet.
Im Folgenden Abschnitt wird der hierarchische Aufbau des Simulationsmodells anhand des Klassenstrukturdiagramms genauer erläutert.

3.1.2 Klassenstruktur

Die Struktur des erstellten Verdichtermodells wird in Abb. 3.1 durch ein Klassenstrukturdiagramm dargestellt. Durch diese Darstellung kann die Verknüpfung der Klassen untereinander deutlich gemacht werden. Dabei stehen Punkte für Aggregationen und Pfeile für Spezialisierungen der Klassen (siehe Fritzson [2004] und Tegethoff [2005]). Beispielsweise ist die Klasse „axiale Drehreibung“ eine Spezialisierung der Klasse „Reibung“. Die Modellarchitektur besteht aus drei Klassenebenen, die die bereits angesprochenen Subsysteme bzw. Teilmodelle enthalten. Insgesamt lassen sich alle Komponenten auf sechs verschiedene Komponentengruppen zurückführen. Dem Klassenstrukturdiagramm kann entnommen werden, dass für das thermische Modell hauptsächlich mit den Gruppen (1) und (6), für das dynamische Modell insbesondere mit den Gruppen (4) und (5) gearbeitet wird. Die Gruppen (2) und (3) sind dagegen Bestandteil von beiden Modellen. Die sechs Gruppen werden im Folgenden näher beschrieben:

Thermische Konnektoren (1)- Die thermischen Konnektoren sind Komponenten, die der Modelica-Bibliothek „Thermal-HeatTransfer“ entnommen sind. Diese Konnektoren bestehen aus den in Kap. 2.1.1 definierten Variablen. Die thermischen Konnektoren entsprechen einem Aggregat für eindimensionale Knoten. Sie sind verantwortlich für die Verbindungspunkte im Wärmeübertragungsmodell. Die Konnektoren in der Modelica-Sprache funktionieren als (Sender-Empfänger) Informationsobjekt, wobei die Modelle als instanzierte Objekte Informationen austauschen können.

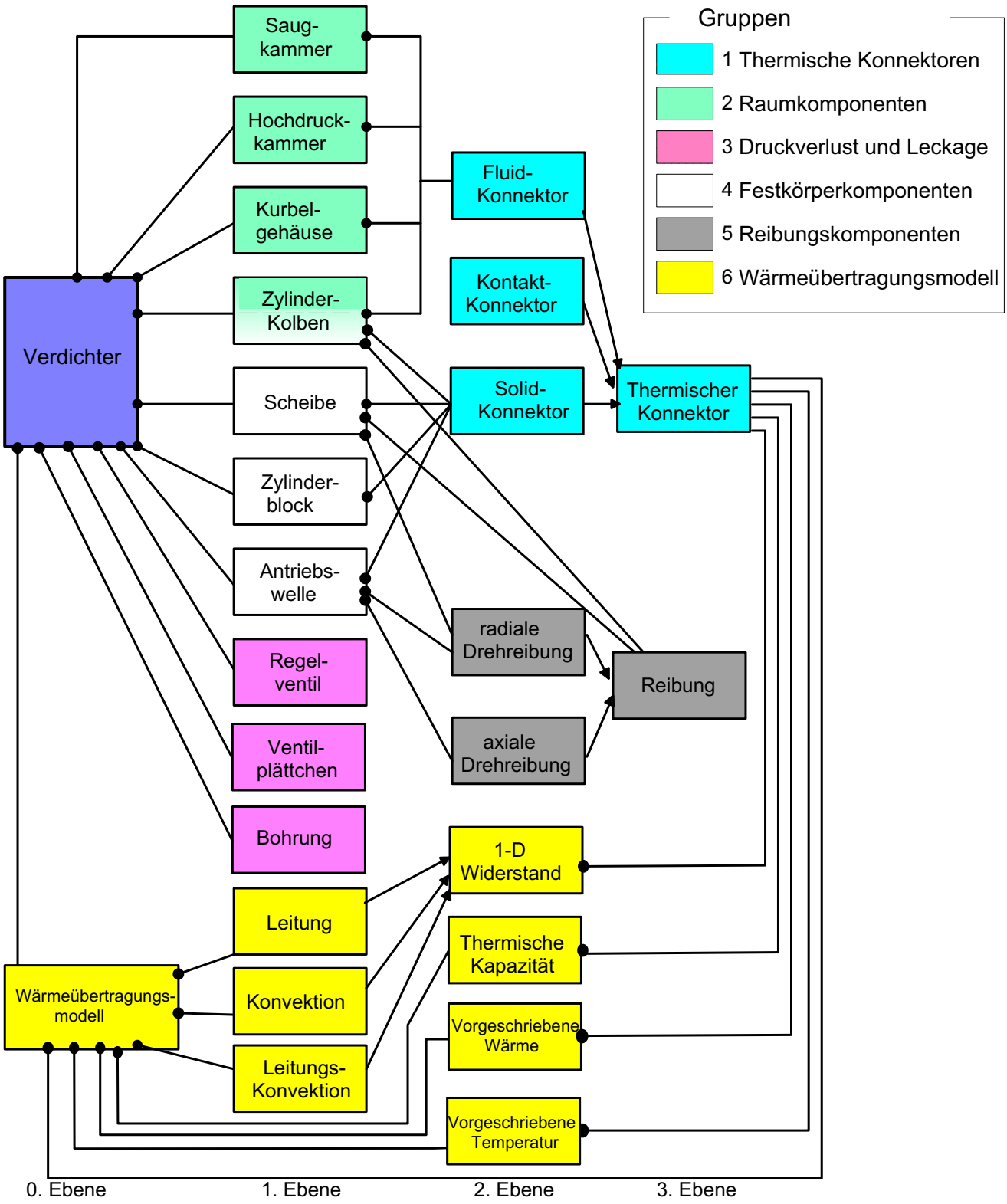


Abbildung 3.1: *Klassenstrukturdiagramm des Verdichtermodells mit drei Klassenebenen und 6 verschiedenen Komponentengruppen.*

Bei diesem Modell der thermischen Konnektoren für den Verdichter im thermodynamisches Modell und Wärmeübertragungsmodell existieren drei Arten von Konnektoren: Fluid-Konnektoren für Fluidknoten, Solid-Konnektoren für Solidknoten und Kontakt-Konnektoren für Kontaktknoten.

Raumkomponenten (2)- Die Modellierung der Räume bzw. Fluidkammern wurde in Kap. 2.1.3 näher beschrieben. Die Raumkomponenten in der Modelica-Sprache haben einen thermischen Konnektor als ein Aggregat für die Informationsübertragung. Der o.g. Fluid-Konnektor wird in Räumen benutzt, in denen die Temperatur „T“ entsprechend der Gl. 2.17 im thermodynamisches Modell und die Wärme „$\dot{Q}$“ entsprechend der Gl. 2.37 und Gl. 2.38 im Kontrollvolumen der Räume im Rahmen des Wärmeübertragungsmodells berechnet wird. Der Austausch der daraus resultierenden Ergebnisse erfolgt für jeden Raum separat über den jeweiligen Fluid-Konnektor.

Druckverlust- und Leckagekomponenten (3)- Diese Komponenten beschreiben den Druckverlust und die Leckage im thermodynamisches Modell, die in Kap. 2.1.4 näher beschrieben ist. Die Druckverlustkomponenten werden hier nicht als Konnektoren abgebildet, sondern werden als Aggregate im Verdichtermodell verwendet. Sie tauschen Informationen direkt mit den Variablen des Verdichtermodells aus. Im Rahmen eines erweiterten thermodynamischen Modells könnte in Analogie zu thermischen Konnektoren auch ein Massentransportkonnektor definiert werden.

Festkörperkomponenten (4)- Die Modellierung der Festkörperkomponenten wurde in Kap. 2.4 vorgenommen. Die Festkörperkomponenten bestehen aus einem Masseknoten bzw. Festkörperknoten und sind von entscheidender Bedeutung für die thermische Modellierung im Rahmen des Widerstandsnetzwerkes (siehe auch Abb.2.5). Mit Hilfe des Festkörper-Konnektors erfolgt die Beschreibung der thermischen Kapazitäten. In der Modellierung werden Festkörperkomponenten sowohl für dynamische Bauteile, bei denen Massenträgheitseffekte eine Rolle spielen wie z.B. die Schwenkscheibe oder die Kolben als auch Festkörperkomponenten für statische Bauteile wie z.B. die Wände definiert.

Reibungskomponenten (5)- Für die Reibungskomponenten wurde die Klasse „Friction“ aus der Modelica-Bibliothek Modelica Association 2005 benutzt und weiter spezialisiert. Die axiale und radiale Drehreibung, die in Abb. 3.1 gezeigt werden, werden im Objekt „Antriebswelle“, als Axial-Lagerreibung, bzw. Radial-Lagerreibung als ein Aggregat instanziert. Im Verdichtermodell wird die Basisklasse „Reibung“, z.B. für die Reibung zwischen Schwenkscheibe und Kolben, verwendet.
Der Reibungsprozess bewirkt eine Energiedissipation (siehe Kap. 2.2.2). In jeder Komponente, in der das Reibungsmodell als Aggregat auftaucht, lässt sich eine solche Energiedissipation berechnen. Die Energie wird als Wärmestrom in den jeweiligen Kontaktkonnektoren in das Wärmeübertragungsmodell übertragen.

Wärmeübertragungsmodell (6)- Das Wärmeübertragungsmodell wurde in Kap. 2.2.3 parallel zur Modellierung der Mechanik erzeugt und besteht aus einem Netz von Wärmeübertragungskomponenten. Die Wärmeübertragungskomponenten sind hier die Modelica-Klassen

„Thermische Kapazitäten“, „vorgeschriebene Temperatur“, „vorgeschriebene Wärme“ und „eindimensionale Widerstände“. In jeder Wärmeübertragungskomponente ist mindestens ein thermischer Konnektor als ein Aggregat implementiert. Die Konnektoren sind bereits in Kap. 3.1.2 erläutert worden. Man kann sie entweder direkt oder mittels Wärmeübertragungskomponenten (WK), welche an ihren freien Enden ebenfalls Konnektoren besitzen, verbinden.
Die Wärmeübertragungskomponenten „vorgeschriebene Temperatur“ und „vorgeschriebene Wärme“ sind Randbedingungen, die in das Verdichtermodell (z.B. Umgebungstemperatur siehe Abb. 2.5) einfließen.
Die thermischen Widerstände „Leitung“ und „Konvektion“, die in dem „Wärmeübertragungsmodell“ benutzt werden, sind spezialisierte Klassen der Basis-Klasse „1-D-Widerstand“.

Fluid-Kältemittel-Stoffdaten

In diesem Modell werden die Kältemittelstoffdaten (siehe Kap. 2.1.2) als eine Funktionsbibliothek definiert. Zur Berechnung der Stoffdaten benötigt man ein oder zwei Zustandsvariablen als Funktionsargumente. In anderen Modelica-Modellen werden dagegen die Fluid-Kältemittel-Stoffdaten auch als Aggregatobjekte verwendet (siehe z.B. Tummescheit u. a. [2005] und Pfafferott [2000]).

3.2 Numerische Aspekte

Im folgenden Abschnitt werden numerischen Aspekte des Verdichtermodells betrachtet. Neben grundsätzlichen Überlegungen stehen dabei Lösungsvorschläge im Zusammenhang mit der Implementierung unter Modelica/Dymola im Vordergrund.

Das Ziel einer optimierten Verdichtersimulation besteht aus einer möglichst umfassenden Berechnung des Verdichterverhaltens innerhalb einer adäquaten Simulationszeit. Die Simulationszeit wird durch die Zeitschritte der einzelnen Teilmodelle und deren Zeitkonstanten vorgegeben. Durch die Integration von mehreren Teilmodellen in ein Gesamtmodell, wird die Rechenzeit durch das Teilmodell mit dem kleinsten Zeitschritt vorgegeben. Wesentlichen Einfluss auf die Simulationszeit haben auch Ereignisse, die zu einem wiederholten Anhalten und und Wiederanlaufen der Integration führen.

Zunächst wird das basierend auf den in Kap. 2 beschriebenen Gleichungen formulierte DGL-System näher charakterisiert und hinsichtlich der Lösung durch einen Standardlöser betrachtet. Anschließend werden Verfahren zur Vereinfachung und Vorbereitung des Gleichungssystems für den Lösungsprozess, die sogenannte Indexreduktion und das Umsortieren des Gleichungssystems erläutert. Im Rahmen der nächsten Abschnitte wird der Einfluss der Steifigkeit und der Umgang mit System-Ereignissen des ADGL-Systems behandelt. Abschließend wird kurz auf den Initialisierungsprozess und auf die Behandlung von transienten und stationären Simulationsergebnissen eingegangen.

Eine prägnante Beschreibung des mathematischen und numerischen Lösungsprozesses von ADGL-Systemen findet sich bei Tegethoff [2006, 2005]. Auszüge dieser Arbeiten werden in den folgenden Abschnitten zitiert.

3.2.1 Formulierung des Algebro-DGL-Systems

Dymola ist in der Lage, das ADGL-System selbständig, basierend auf dem unter Modelica formulierten Differentialgleichungssystem, zu erzeugen. Dabei gelten zunächst ganz unabhängig von der Wahl der verwendeten Programmiersprache folgende Gesetzmäßigkeiten hinsichtlich des Gleichungslösungsprozesses:

Ausgehend von den formulierten allgemeinen algebraischen Gleichungen und Differentialgleichungen ist es durch Umsortieren möglich, das ADGL-System in folgende explizite Form zu bringen, die anschließend von Standard ADGL-Lösern integriert werden können (Bock [1995]):

$$\begin{aligned} \vec{x}' &= \vec{F}(\vec{y}, \vec{z}, \vec{u}, \vec{p}, t) \\ 0 &= \vec{G}(\vec{y}, \vec{z}, \vec{u}, \vec{p}, t) \\ \vec{v}' &= \vec{H}(\vec{y}, \vec{z}, \vec{u}, \vec{p}, t) \quad . \end{aligned} \tag{3.1}$$

Der Zustandsvariablen-Vektor $\vec{y}$ enthält diejenigen Variablen, die durch eine zeitliche Differentialgleichung beschrieben werden, z.B. die Temperatur einer thermischen Kapazität. Der Vektor $\vec{z}$ enthält die algebraischen Variablen, die durch Lösen von $0 = \vec{G}(\vec{y})$ gefunden werden. $\vec{p}$ ist der Vektor mit den Geometrie- und Modellparametern und $\vec{u}$ enthält die Simulationsrandbedingungen. Die modellspezifischen Ausgabevariablen im Vektor $\vec{v}$ werden über die Funktion $\vec{H}$, welche idealerweise vom Anwender selbst definiert wird, berechnet.

Diese Form des ADGL-Systems beschreibt die DGL in einer expliziten Formulierung. Die algebraischen Gleichungen $0 = \vec{G}(\vec{z})$ liegen bereits in einer hier nicht ersichtlichen, strukturierten, numerisch einfach zu lösenden Form vor. Um auf diese Form zu kommen, müssen in den ursprünglichen, vom Modellierer implementierten Gleichungen die Zustandsvariablen und die algebraischen Variablen festgelegt, sowie die Gleichungen entsprechend umsortiert werden.

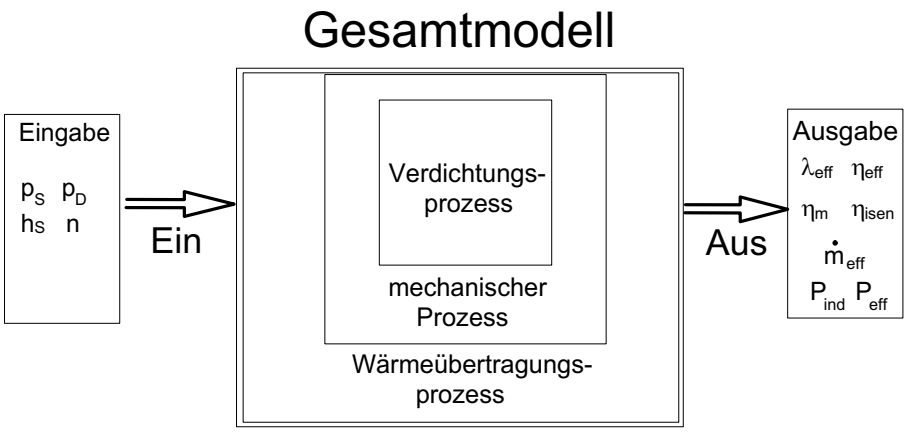


Abbildung 3.2: *Integration der Teilmodelle für Verdichtung, Mechanik und Wärmeübertragung innerhalb des Gesamtmodells mit entsprechenden Ein- und Ausgabegrößen.*

Das dem Verdichtermodell zugrundeliegende DGL-System bildet nach Abb. 3.2 im Wesentlichen die Prozesse der Verdichtung, Mechanik und der Wärmeübertragung ab. Für das Gleichungssystem ergeben sich entsprechend definierte Ein- und Ausgabeparameter. Im

Folgenden werden die DGL-Systeme dieser drei Teilprozesse genauer diskutiert:

- Das DGL-System für den Verdichtungsprozess enthält zwei Zustandsvariablen pro Zylinder, nämlich Temperatur T und Dichte ρ entsprechend der Gl. 2.17 bzw. Gl. 2.13. Weil im Rahmen dieser Arbeit der Verdichtungsprozess in n_Z Zylindern parallel berechnet wird, ergeben sich für den Verdichtungsprozess entsprechend $n_Z \cdot 2$ Differentialgleichungen. Entscheidend für die numerische Integration dieses DGL-Systems ist die Modellierung der Massenströme durch die Verdichterventile wobei auftretenden Diskontinuitäten entsprechend numerisch behandelt werden müssen.

- Im Rahmen der Modellierung des Verstellmechanismus in Kap. 2 berechnet sich der Scheibenwinkel α durch zweimalige Integration von Gl. 2.84 nach Gl. 2.85. Das Drehmoment der Kolben M_{Kolben} berechnet sich außerdem nach Gl. 2.79. Mit Gl. 2.46 ergibt sich daraus ein implizites DGL-System.

- Das DGL-Sytem, das die Wärmeübertragung beschreibt, bildet die wirksamen Wärmekapazitäten der Wände und Komponenten ab. Jeder Masse wird nach Gl. 2.32 eine gewöhnliche DGL erster Ordnung zugeordnet. Nach Tab. 3.1 bzw. nach Abb. 2.5 ergeben sich dabei $n_Z + 7$ Differentialgleichungen, mit deren Hilfe der Wärmetransport zwischen den entsprechenden Kapazitätsknoten berechnet wird. Dieses DGL-System kann durch numerische Integration einfach gelöst werden.

Wand-Kapazitätsknoten	Komponenten-Kapazitätsknoten
Saug-Druckkammer	Schwenkscheibe
Umgebung-Saugkammer	Antriebswelle
Umgebung-Druckkammer	Zylinderblock
Umgebung-Kurbelgehäuse	z Kolben

Tabelle 3.1: *Übersicht über Einteilung der wirksamen Kapazitäten des Verdichters hinsichtlich der Wärmeübertragung.*

3.2.2 Indexreduktion

Die Notwendigkeit der Auswahl der Zustandsvariablen zeigt sich z.B. an einem einfachen mechanischen System: In der Bewegungsgleichung einer Masse im eindimensionalen Raum sind in der Regel der Ort und die Geschwindigkeit die beiden Zustandsgrößen. Liegen zwei Massen vor, die z.B. über eine Feder gekoppelt sind, so erhält das System insgesamt mit jeweils zwei DGLen für Ort und Geschwindigkeit insgesamt 4 Zustandsgleichungen. Werden die beiden Modelle der Massen allerdings starr gekoppelt, so liegen strukturell nicht mehr 4, sondern lediglich 2 Zustände vor.
Ein derartiges Verhalten weist das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Verdichtermodell auf: Während für eine bestimmte Modellierungstiefe die mechanischen Teilmodelle für 7 Kolben

und eine Scheibe insgesamt 16 Zustände aufweisen (jeweils 2 DGLen für Ort und Geschwindigkeit), reduziert sich beim Zusammenbau der Modelle zu einem Gesamtsystem die Anzahl der Zustände auf 2, da sich Ort und Geschwindigkeit der Komponenten mit Hilfe kinematischer Beziehungen jeweils aus Ort und Geschwindigkeit einer anderen Komponente berechnen lassen. Für diese Umformung wird die mathematische Technik der Indexreduktion benötigt (Mattsson [1993]). In diesem Fall ist allerdings nicht eindeutig festgelegt, welche beiden Zustände ausgewählt werden müssen, jedoch bieten sich aus Symmetriegründen die beiden Zustände der Scheibe an. Entweder muss der Ersteller des Modells selbst das DGL-System entsprechend umstellen und die Zustände auswählen oder er überlässt dies, wie im Rahmen dieser Arbeit geschehen, einer Simulationsumgebung, wie beispielsweise Dymola (Dynasim AB 2005).

Indexreduktion wird immer dann erforderlich, wenn Differentialgleichungen unendlich stark miteinander gekoppelt werden. Darüber hinaus ist sie aus numerischen Gesichtspunkten hilfreich, wenn eine sehr starke Koppelung auftritt, die dazu führt, dass aus der Sicht des Modellierers die beiden ursprünglichen Zustände gleichgesetzt werden können.

3.2.3 Umsortieren des Gleichungssystems

Das Umsortieren der ursprünglichen Gleichungen und die Festlegung der internen Struktur der Funktion $\vec{G}$ kann vom Modellierer vorgenommen oder einer entsprechenden Simulationsumgebung wie beispielsweise Mathematica oder Dymola überlassen werden. Die Umsortierung der oftmals zahlreichen Gleichungen ist nicht eindeutig festgelegt und es ergeben sich gewisse Freiheitsgrade. Da sich für Kältekreisläufe und insbesondere R744-Kreisläufe aus Erfahrung bestimmte thermodynamische Größen als algebraische Variablen der nichtlinearen Teilgleichungssysteme anbieten, wie beispielsweise Druck, Massenstrom und spezifische Enthalpie am Austritt des Verdichters, ist es auch sinnvoll, dieses dem Lösungsverfahren mitteilen zu können. Tegethoff [2006] stellt in diesem Zusammenhang ein Verfahren vor, bei dem der Modellierer mit seinem Expertenwissen selbst bestimmt, welches die relevanten algebraischen Variablen nach dem Umsortieren der Gleichungen sein sollen. Nach der Erstellung des oben aufgeführten ADGL-Systems kann das System mit geeigneten Lösungsverfahren gelöst werden. Es handelt sich dabei um eine integrierte Kombination aus algebraischen Lösern, wie z.B. dem Newton-Raphson Verfahren (im Eindimensionalen als Newton- bzw. Sekanten-Verfahren bekannt) und Lösern gewöhnlicher Differentialgleichungen.

3.2.4 Steifigkeit des Gleichungssystems

Bei der Lösung von DGL-Systemen ist für den Modellierer und den Anwender der Begriff der Steifheit sehr wichtig, da er in vielen Fällen die Ursache für sehr niedrige Rechengeschwindigkeiten darstellt. Das Problem bei der Einteilung in steife und nicht steife Systeme ist, dass viele Faktoren eine Rolle spielen. Dazu zählen unter anderem die Glattheit der Lösung, die Dimension des Systems und die Integrationsintervalle. Der am häufigsten genannte Faktor ist das Größenverhältnis zwischen dem kleinsten und dem größen Eigenwert der Jacobimatrix. Dies entspricht dem Kriterium, dass ein zeitliches DGL-System dann als steif bezeichnet, wenn sich die typischen Zeitkonstanten um mehr als den Faktor 10^4 bis 10^6 unterscheiden (Hairer [1996]).

Dieser Sachverhalt tritt beispielsweise auf, wenn in der Modellierung eines relativ trägen R744-Flüssigkeitskühlers (Chiller) der Beschleunigungsterm dI/dt in der Impulsgleichung auf der Luftseite mit betrachtet würde (Lemke [2005]). Bei Verwendung dieses Ansatzes könnte die Ausbreitung von Druckstößen in der Luft simuliert werden. Allerdings haben die Ergebnisse einer solchen Berechnung keine Relevanz bei Aussagen hinsichtlich Effizienz und Leistung (Lemke [2005]). Die Zeitschrittweite eines expliziten Integrationsverfahrens wird sich während der gesamten Integrationszeit an der kleinsten Zeitkonstante des Systems orientieren und somit zu äußerst hohen Rechenzeiten bis hin zur numerischen Unlösbarkeit führen (Burden [1993]). So kann die unnötige Berücksichtigung eines zusätzlichen Effektes mit sehr kleiner Zeitkonstante zu einem steifen System führen, welches nur mit erheblichem numerischem Aufwand gelöst werden kann. Liegt ein steifes System vor oder unterscheiden sich zumindest die Zeitkonstanten des Systems deutlich voneinander, so ist die Verwendung von aufwändigeren, impliziten Lösungsverfahren für ADGL-Systeme, wie beispielsweise das weit verbreitete implizierte Mehrschrittverfahren DASSL (siehe Petzold [1983]), erforderlich (Brenan [1996] und Ascher u. Petzold [1998]).

Im Folgenden wird eine Abschätzung der Steifheit des Verdichtermodells durchgeführt. Die Simulation des Gesamtverdichtermodells setzt sich aus drei Teilsimulationen der Teilmodelle mit unterschiedlichen Zeitkonstanten zusammen. Ein Abschätzung der typischen Zeitkonstan-

System	Typische Zeitkonstante
Verdichtungsprozess	$1 \cdot 10^{-3}\,s$
mechanisches System	$10 \cdot 10^{-2}\,s$
Wärmeübertragungsprozess	größer 10 s

Tabelle 3.2: *Übersicht über die typischen Zeitkonstanten in den Teilmodellen der Gesamtsimulation.*

ten der Teilmodelle findet sich in Tab. 3.2. Die dem DGL-System des Verdichtungsprozesses zugeordnete typische Zeitkonstante wird durch das Ventilverhalten bzw. die Massenstromcharakteristik in den Ventilen festgelegt. Maßgeblich ist dafür das auftretende Drehzahlspektrum. Dieses liegt bei den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Bereich zwischen $600\,rpm$ bis $6000\,rpm$. Unter der Voraussetzung, dass die Ventile im Mittel eine Viertelperiode oder kürzer geöffnet sind und ein Ventilmodell verwendet wird, das keine detaillierte Ventilbewegung abbildet, lässt sich eine typische Zeitkonstante von $\sim 1 \cdot 10^{-3}\,s$ abschätzen. Wird für die Beschreibung der Ventildynamik ein Feder-Masse-Modell eingebunden, das die Bewegung des Ventilplättchens detailliert beschreibt, können sich je nach Komplexitätsgrad deutlich niedrigere Zeitkonstanten ergeben.
Der für das DGL-System der Dynamik des Scheibenmechanismus maßgeblichen Zeitkonstante wird durch die Massen der beweglichen Bauteile (Zylinder, Scheibe, Verstellmechanismus), die Federsteifigkeit der Scheibenfedern, sowie der Reibung und damit verbundenen Dämpfung vorgegeben. Mit typischen Parameterwerten ergibt sich eine typische Zeitkonstante von $\sim 10 \cdot 10^{-2}\,s$.
Die typische Zeitkonstante des DGL-Systems für den Wärmeübertragungprozess hängt direkt von den Massen und damit von den thermischen Kapazitäten im Verdichter ab. Bei einer Gesamtverdichtermasse zwischen 3 und $6\,kg$ berechnet sich eine typische Zeitkonstante von $\sim 100\,s$.

Insgesamt unterscheiden sich die typischen Zeitkonstanten der einzelnen Teilmodelle deutlich etwa um den Faktor 10^5 voneinander. Damit bildet das Verdichtersimulationsprogramm ein steifes DGL-System, das allerdings mittels des unter Dymola implementierten Standardlösers wie z.B. DASSL gelöst werden kann.

3.2.5 Behandlung von Ereignissen

Neben der Steifheit von Systemen stellt das Auftreten von Ereignissen einen besonderen numerischen Aufwand im Rahmen der durchgeführten Verdichtersimulation dar. Ein Ereignis tritt z.B. dann auf, wenn beim Verdichtungsprozess ein Druck- oder Saugventil im Verdichter öffnet oder schließt oder beim Mechanikmodell die Haftreibung in Gleitreibung übergeht. Bei dem Auftreten eines Ereignisses wird das Integrationsverfahren gestoppt, der genaue Zeitpunkt mit Hilfe spezieller Lösungsverfahren lokalisiert und die Zustandsvariablen gegebenenfalls aufwändig neu initialisiert, um dann mit den neuen Bedingungen weiterzurechnen. Für gewöhnliche, nicht zu häufig auftretende Ereignisse wird sich in der Regel die Rechenzeit nicht nennenswert verlängern. Bei Rückkopplungen, die beispielsweise durch die unachtsame Verwendung von bereichsweise definierten, unstetigen Reibungs- oder Druckabfallbeziehungen auftreten, kann sich die Rechenzeit drastisch bis hin zur Unlösbarkeit erhöhen.
Diese Rückkoppelungen können beispielsweise instabile Zustände und ein periodisches Hin- und Herschalten zwischen zwei Stellungen der Schwenkscheibe bewirken. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, Reibungs- und Druckabfallbeziehungen stetig differenzierbar zu glätten. Um während des Lösungsprozesses auftretende extreme Zustände rechnen zu können, sollten alle derartigen Beziehungen sinnvoll extrapolationsfähig sein und insbesondere bei Nulldurchgängen von Massenströmen keine Singularitäten aufweisen.

Dymola ist in der Lage auch hybride ADGL-Systeme, d.h. Systeme mit Diskontinuitäten zu lösen. Allerdings vergrößert sich durch die Lösung von hybriden Systemen die Rechenzeit. Unter der Programmiersprache Modelica gibt unter anderem folgende Befehle und Routinen, um den Umgang mit Ereignissen und Diskontinuitäten in Hinblick auf Rechenzeit und Lösbarkeit zu vereinfachen:

- Durch den Modelica-Befehl *noEvent* können Ereignisse unterdrückt und damit aus einem zeitdiskontinuierlichem Ausdruck ein zeitkontinuierlicher Ausdruck erzeugt werden, der keine Unterbrechung des Integrationsprozesses zur Folge hat.
- Mit Hilfe des Modelica-Befehls *smooth()* können Ereignisse bei kontinuierlichen Funktionen vermieden werden. Bei diesem Befehl trifft allerdings die Simulationsumgebung letztlich die Entscheidung, ob ein Ereignis auftritt oder nicht.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das die Reibung beschreibende DGL-System so unter Dymola implementiert, dass die vorhandene Reibungsdiskontinuität als zeitkontinuierliches Problem behandelt werden kann (siehe auch Otter [1999]).

3.2.6 Initialisierung

Für den Start des Integrationsvorgangs müssen für die Zustandsvariablen $\vec{y}$ geeignete Initialwerte vorgegeben werden. Für den Fall der Verdichtersimulation bedeutet das beispielsweise die

Vorgabe geeigneter Drücke und Temperaturen in den einzelnen Fluid- und Festkörperknoten. Darüber hinaus müssen für den algebraischen Lösungsprozess sinnvolle Startwerte der algebraischen Variablen angegeben werden. Dabei unterscheidet sich der Schwierigkeitsgrad beim Lösen des algebraischen Gleichungssystems beim Simulationsstart erheblich vom algebraischen Lösungsprozess während der Integration. Während der Integration befinden sich die Werte der algebraischen Variablen stets nahe der Trajektorie im Lösungsraum, d.h. die Startwerte für den algebraischen Lösungsprozess zu einem neuen Zeitschritt liegen bereits sehr nah an der Lösung. Zu Integrationsbeginn muss allerdings noch die algebraische Lösung ausgehend von mehr oder weniger guten Startwerten gefunden werden. Wie die Praxis zeigt, stellt dieses die häufigste Ursache für das Misslingen der Simulation dar.

3.2.7 Ergebnisse der transienten und stationären Simulationen

In Kap. 2.5 finden sich Definitionen für Verdichterbewertungsgrößen. Mit deren Hilfe erfolgt für stationäre Prozesse eine einfache Berechnung dieser Größen. Bei transienten Betriebszuständen des Verdichters können daraus nur bedingt Bewertungsgrößen ermittelt werden. Im Falle von periodischen Betriebszuständen ist es sinnvoll, gemittelte Bewertungsgrößen zu berechnen. Der Prozess verläuft instationär, wenn sich die mittlere innere Energie in einem Kontrollraum, das um den Verdichter gelegt ist, zeitlich ändert (siehe Gl. 2.7). Eine direkte Auswirkung davon ist, dass die vereinfachte Kontinuitätsgleichung $\dot{m}_{Ein} = \dot{m}_{Aus}$, die für den stationären Betrieb erfüllt ist, als Vereinfachung ihre Gültigkeit verliert.

Diesbezüglich muss beachtet werden, dass den verschiedenen Teilmodellen stark unterschiedliche Zeitkonstanten zugeordnet werden können (siehe Tab.3.2). Bis sich z.B. die Verdichtertemperaturen aufgrund des Wärmeübertragungsprozess nach einer Änderung der Randbedingungen wie z.B. des Schwenkscheibenwinkels wieder stationär einstellen, wird ein Zeitintervall von mehreren Minuten benötigt. Die Verdichtersimulation verläuft dann zunächst quasi-stationär, bevor sich wieder ein stationärer Zustand einstellt.

Kapitel 4

Modellkalibrierung und Validierung

Der im Rahmen dieser Arbeit durchlaufene Modellentwicklungs- und analyseprozess wird in Abb. 4.1 schematisch dargestellt.

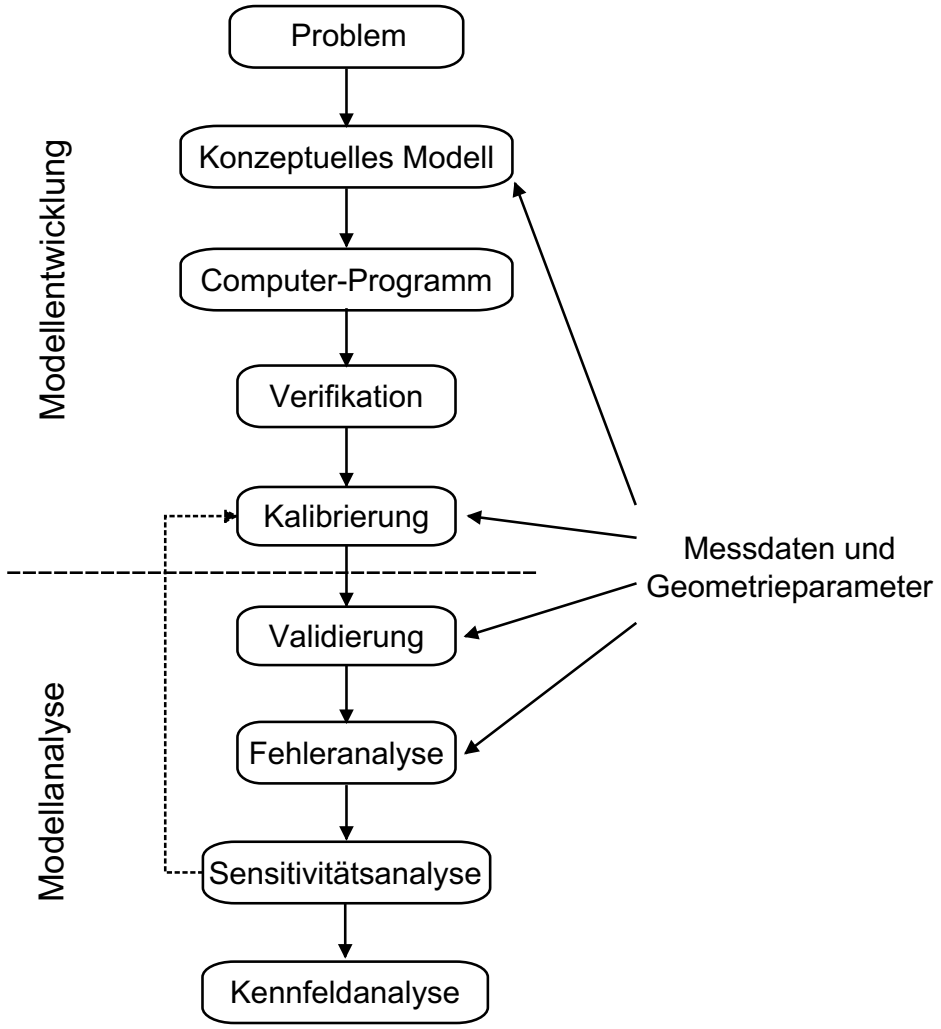


Abbildung 4.1: *Schematische Darstellung des Modellentwicklungs- und analyseprozesses.*

Dabei wird zwischen *Modellentwicklung* und *Modellanalyse* unterschieden:

Zunächst wird durch die Charakteristik des Verdichters zusammen mit den im Fahrzeugbetrieb auftretenden Systemrandbedingungen und den vom Entwickler bzw. Anwender abgeleiteten Fragestellungen das eigentliche zu untersuchende *Problem* charakterisiert. Darauf basierend wird zunächst ein *konzeptuelles Modell* entwickelt: dieses setzt sich aus den in Kap. 2 physikalisch motivierten Teilmodellen zusammen, die jeweils durch ADGL-Systeme abgebildet werden können. Insgesamt ergibt sich dann das aus den ADGL-Teilsystemen zusammengefügte Gesamt-ADGL-System, dessen mathematische Lösung das Problem beschreibt. Für die Erstellung des konzeptuellen Modells ist eine genauere Kenntnis des Problems bzw. des Systemverhaltens notwendig, die zum Teil nur durch erste Messdaten und Geometrieparameter zugänglich ist. Der nächste Schritt im Modellerstellungsprozess ist die Erstellung des *Computerprogramms* mit Hilfe der objektorientierten Programmiersprache Dymola/Modelica. Einzelheiten über die Struktur der umgesetzten ADGL-Systeme in Programmcode finden sich in Kap. 3. Die weiteren Schritte des Modellentwurfs *Verifikation* und *Kalibrierung* werden im Rahmen dieses Kapitels zusammen mit der *Validierung* präsentiert. Die Verifikation ist der Nachweis, dass das mathematische Modell und das Computerprogramm die zugrunde liegenden Modellgleichungen korrekt wiedergeben und keine formalen Fehler enthalten. D.h. die Grundgleichungen wie z.B. die Kontinuitätsgleichung und der 1. Hauptsatz müssen korrekt erfüllt werden. Dabei ist es aber nicht relevant, ob und wie genau diese Modellannahmen die Realität abbilden. Die Kalibrierung beinhaltet im Rahmen dieser Arbeit die Anpassung sensitiver, physikalisch motivierter Modellparameter. Ziel dieser Anpassung ist eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen den Modellergebnissen und den der Kalibrierung zu Grunde liegenden Messdaten. Für die Auswahl der sensitiven Modellparameter, die in Kap. 4.1 beschrieben werden, ist zunächst die Durchführung einer ersten Sensitivitätsanalyse notwendig. Nach der Modellkalibrierung ist die eigentliche Modellentwicklung abgeschlossen.

Das nun fertig entwickelte Modell kann anschließend einer Modellanalyse unterzogen werden. Diese beinhaltet im Rahmen dieser Arbeit die Validierung, eine *Fehler-* und *Sensitivitätsanalyse*, sowei eine *Kennfeldanalyse*. Für die Validierung wird ein Vergleich zwischen simulierten und gemessenen Größen durchgeführt, wobei hierfür idealerweise andere Messdaten als für die Kalibrierung verwendet werden. Der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Kalibrierung liegen allerdings die gleichen Messdaten zugrunde, wie der Validierung. Mit Hilfe der Fehleranalyse (siehe Kap. 4.4) kann die Übereinstimmung zwischen Modellergebnissen und Messung bewertet werden und eine Aussage über die Modellgüte getroffen werden. Mit Hilfe der eigentlichen Sensitivitätsanalyse (siehe Kap. 5.1) kann z.B. eine Aussage darüber getroffen werden, wie stark sich beispielsweise Güte- und Wirkungsgrade des Verdichters in Abhängigkeit von veränderten Parametern, wie z.B. des Schadvolumens ändern. Diese Information kann für die praktische Auslegung und Entwicklung eines Verdichters wichtig sein. Mit Hilfe der Kennfeldanalyse (siehe Kap. 5.2) können z.B. Verdichterkennfelder generiert werden, die eine modelltechnisch einfache und rechenzeitoptimierte Beschreibung des Verdichters z.B. im Rahmen einer Kreisprozesssimulation zulassen.

Die im Rahmen dieser Arbeit für die Kalibrierung und Validierung verwendete Datenbasis wird der Literatur entnommen (siehe Magzalci [2005]). Die von Magzalci durchgeführten Vollhubmessungen an einem R744-Verdichterprüfstand wurden mit einem R744-Axialkolbenverdichter nach dem Schwenkscheibenprinzip durchgeführt. Die Beschreibung des von Magzalci verwendenten Verdichterprüfstandes erfolgt in Kap. 4.2. An diesem Verdichterprüfstand wurden zum einen Messungen mit festgestellter Schwenkscheibe (statischer Betrieb) bei Vollhub und zum anderen mit dynamisch veränderbarer Schwenkscheibe durchgeführt (dynamischer Betrieb).

4.1 Auswahl der Parameter für die Kalibrierung

Durch den Komplexitätsgrad des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Verdichtermodells ist es aufgrund der in der Literatur nur begrenzt vorhandenen Messdaten nicht möglich, alle Parameter basierend auf Messdaten anzupassen. Daher werden für einige Parameter wie z.B. die Parameter des Wärmeübertragungsmodells zum Teil Schätzwerte verwendet. Die in Tab. 4.1 aufgelisteten sensitiven Parameter können basierend auf in der Literatur vorhandenen Messdaten angepasst werden. Die Definition der angepassten Parameter findet sich entsprechend in Kap. 2.

sensitiver Parameter	Einheit	Definition	Teilmodell
Coulombscher Koeffizient μ_{ZK_T}	-	siehe Gl. 2.35	Reibung Kolben Oben
Coulombscher Koeffizient μ_{ZK_B}	-	siehe Gl. 2.35	Reibung Kolben Mitte
Coulombscher Koeffizient μ_{KS}	-	siehe Gl. 2.35	Reibung
Strömungskoeffizient K_S	m^2	siehe Gl. 2.29	Saugstutzen
Strömungskoeffizient K_{SV}	m^2	siehe Gl. 2.29	Saugventil
Strömungskoeffizient K_{DV}	m^2	siehe Gl. 2.29	Druckventil
Strömungskoeffizient K_D	m^2	siehe Gl. 2.29	Hochdruckstutzen
Strömungskoeffizient $K_{Leckage}$	m^2	siehe Gl. 2.29	Zylinder-Kolben
Strömungskoeffizient $K_{Bohrung}$	m^2	siehe Gl. 2.29	Reibung
Totvolumen V_{Tot}	m^3	siehe Gl. 2.48	Zylinder/Kolben

Tabelle 4.1: *Sensitive Parameter für die Modellanpassung.*

Für die weiteren Parameter, die aufgrund der Messdatenlage nicht explizit bestimmt werden können, wie z.B. die Wärmeübertragungskoeffizienten, die Leckagekoeffizienten und die Reibkoeffizienten werden Schätzwerte verwendet, die aber so gewählt werden, dass die vorhandenen Messdaten möglichst gut abgebildet werden können. Eine genauere Übersicht über die Modellparameter findet sich auch in Tab. 5.1.

4.2 Messdaten aus der Literatur

Abb. 4.2 zeigt den von Magzalci [2005] verwendenten Versuchsaufbau für die messtechnische Untersuchung des Schwenkscheibenverdichters. Der Regelmassenstrom wird im Prüfstand extern durch ein manuell einstellbares Regelventil auf der Hochdruckseite zwischen Ölabscheider und Kurbelgehäuse kontrolliert. Zwischen Kurbelgehäuse und Saugkammer ist eine Festdrossel eingebaut. Der Regelmassenstrom am Prüfstand wird nicht gemessen. Daher wird für das Modell eine Abschätzung dieser Größe durchgeführt. Der Drehzahlbereich der Messdaten liegt zwischen $1000\,min^{-1}$ und $3000\,min^{-1}$ und der Hochdruck zwischen $80\,bar$ und $120\,bar$. Weiterhin wurde eine Variation des Druckes im Kurbelgehäuse durchgeführt, um die Schwenkscheibenstellung dynamisch zu verstellen. Für diese Messreihe wurde bei einer Drehzahl von $1200\,min^{-1}$ und einem Druckverhältnis von 3 durchgeführt. Dabei ergibt sich eine Änderung des Schweibenwinkels zwischen 8° und 18° (siehe Magzalci [2005]).

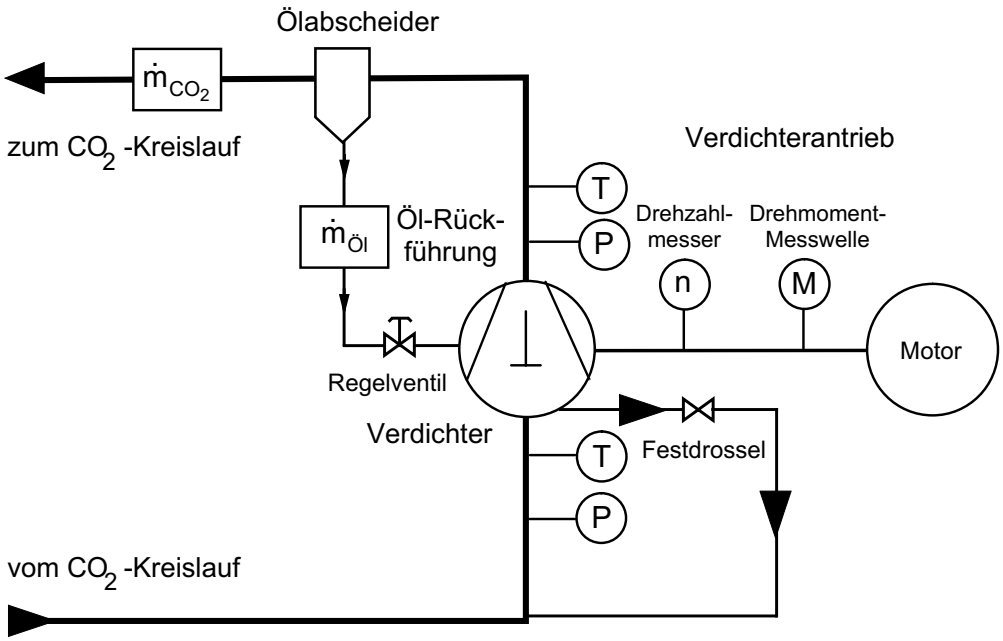


Abbildung 4.2: *Verdichterprüfstand (siehe Magzalci [2005]).*

4.3 Parameteranpassung

Für die Kalibrierung und Validierung des Verdichtermodells im statischen Betrieb werden Messungen bei den oben beschriebenen Randbedingungen bei Vollhub verwendet. Als Messgrößen stehen Massenstrom, verschiedene Temperaturen, Drücke und Bewertungsgrößen (siehe Kap. 2.5) zur Verfügung.
In Abb. 4.1 wird der Kalibrierungsprozess dargestellt, mit dessen Hilfe die Anpassung nicht bekannter Parameter durchgeführt wird. Für die Simulation werden aber noch weitere Daten benötigt, z.B. die Temperatur oder der Durchmesser des Zylinders. Diese werden ebenfalls während der Messung ermittelt und hinterher der Simulation als Variable bzw. Parameter hinzugefügt. Es ist nicht möglich, sämtliche Parameter zu messen, deshalb werden einige Anfangswerte für die Anpassung geschätzt. Dies geschieht beispielsweise bei der Reibungsmodellierung, bei der der Coulombsche Reibungskoeffizient μ und der Reibungskoeffizient K (hydrodynamische Reibung) geschätzt und in der Validierung angepasst werden. Die Startwerte im thermischen Modell werden teilweise geschätzt, und die Ergebnisse können mit den Werten aus der Arbeit von Magalczi [2005] verglichen werden.
Bei unterschiedlichen Drehzahlen ergibt sich eine Variation der effektiven Leistung aufgrund des drehzahlabhängigen Massenstromes des Verdichters. Für die Berechnung der Bewertungsgrößen werden die Variablen P_{eff}, $\dot{m}_{CO_2}$, T_{SK}, die indizierte Verdichtungsleistung P_{ind} und die Enthalpie h_{DK} am Ausgang des Verdichters benötigt. Bei angepassten Variablen sind die Bewertungsgrößen automatisch validiert. Die Parameter, die nicht richtig geschätzt werden, müssen im Nachhinein zur Variablenanpassung iterativ verändert werden. Im Folgenden werden die Variablen in ihren Beziehungen mit den Bewertungsgrößen des Verdichters dargestellt:

- $\dot{m}_{CO_2}$ – die Definition des effektiven Liefergrades wird aus der Gleichung 2.103 abgeleitet. Weil die Variable $\varrho(p_S, T_S)$ und der geometrische Parameter V_{Hub} in den Simulationen konstant bleiben, ist der effektive Liefergrad λ_{eff} allein von der Veränderung des

Massenstromes $\dot{m}_{CO_2}$ abhängig.

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{V_{Hub} \cdot n \cdot z \cdot \varrho(p_S, T_S)} \quad \Rightarrow \quad \lambda_{eff} = f(\dot{m}_{CO_2}) \quad . \tag{4.1}$$

- P_{eff} – wenn die Variablen $\dot{m}_{CO_2}$ und P_{eff} angepasst sind, so ist keine weitere Anpassung des effektiven Gütegrades η_{eff} notwendig. Diese Beziehung ergibt sich aus Gl. 2.104:

$$\eta_{eff} = \frac{\dot{m}_{CO_2} \cdot (h_{D_{isen}} - h_S)}{P_{eff}} \quad \Rightarrow \quad \eta_{eff} = f(\dot{m}_{CO_2}, P_{eff}) \quad . \tag{4.2}$$

- P_{ind} – die Variable P_{ind} hat einen großen Einfluss auf den mechanischer Wirkungsgrad η_{mech}. Dieser wird aus Gl. 2.106 hergeleitet:

$$\eta_{mech} = \frac{P_{ind}}{P_{eff}} \quad \Rightarrow \quad \eta_{mech} = f(P_{ind}, P_{eff}) \quad . \tag{4.3}$$

- h_{DK} – die Enthalpie h_D im Ausgang des Verdichters ist in diesem Modell genauso groß wie die Enthalpie h_{DK} in der Hochdruckkammer. Außerdem bleiben die Enthalpien $h_{D_{isen}}$ und h_S konstant. Deshalb ergibt sich für den isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{isen} die folgende Beziehung:

$$\eta_{isen} = \frac{(h_{D_{isen}} - h_S)}{h_D - h_S} \quad \Rightarrow \quad \eta_{isen} = f(h_D) \tag{4.4}$$

Die vorgestellte Reihenfolge ist nicht zufällig, sondern ist so gewählt, dass die Anpassung der Bewertungsgrößen möglichst einfach erfolgt. Bei der Anpassung für eine spezifische Drehzahl und ein spezifisches Druckverhältnis wird diese Abfolge etwas modifiziert und die Parameter iterativ angepasst.

Effektiver Liefergrad λ_{eff}

Ziel dieser Anpassung ist es, die Parameter der Saug- und Druckventile so anzupassen, dass der gemessene Massenstrom möglichst gut abgebildet werden kann:
In den Arbeiten von Försterling [2004] und Ciconkov [2003] findet sich folgende Gleichung für λ_{eff}:

$$\lambda_{eff} = \lambda_s \cdot \lambda_z \approx \frac{\varrho(T_{SK}, p_{SK})}{\varrho(T_S, p_S)} \cdot \frac{p_S - \Delta p_S}{p_S} \cdot (1 - \frac{V_{Tot}}{V_{Hub}}) \left[\left(\frac{p_D}{p_S} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \cdot \lambda_{Z-rück} \cdot \lambda_{Z-leck} \quad . \tag{4.5}$$

Die Variablen T_{SK} und p_{SK}, die ebenfalls für den effektiven Liefergrad angepasst werden müssen, werden in den Simulationsergebnissen mit berücksichtigt.
Mit der Anpassung des Massenstromes ergibt sich automatisch eine Anpassung des effektiven Liefergrades. Abb. 4.3 zeigt einen Vergleich der Mess- und Simulationsdaten für den effektiven Liefergrad über der Drehzahl (links) und dem Hochdruck rechts. Der relative Fehler der sich nach der Anpassung des Liefergrades λ_{eff} ergibt, ist kleiner als 2.5% .

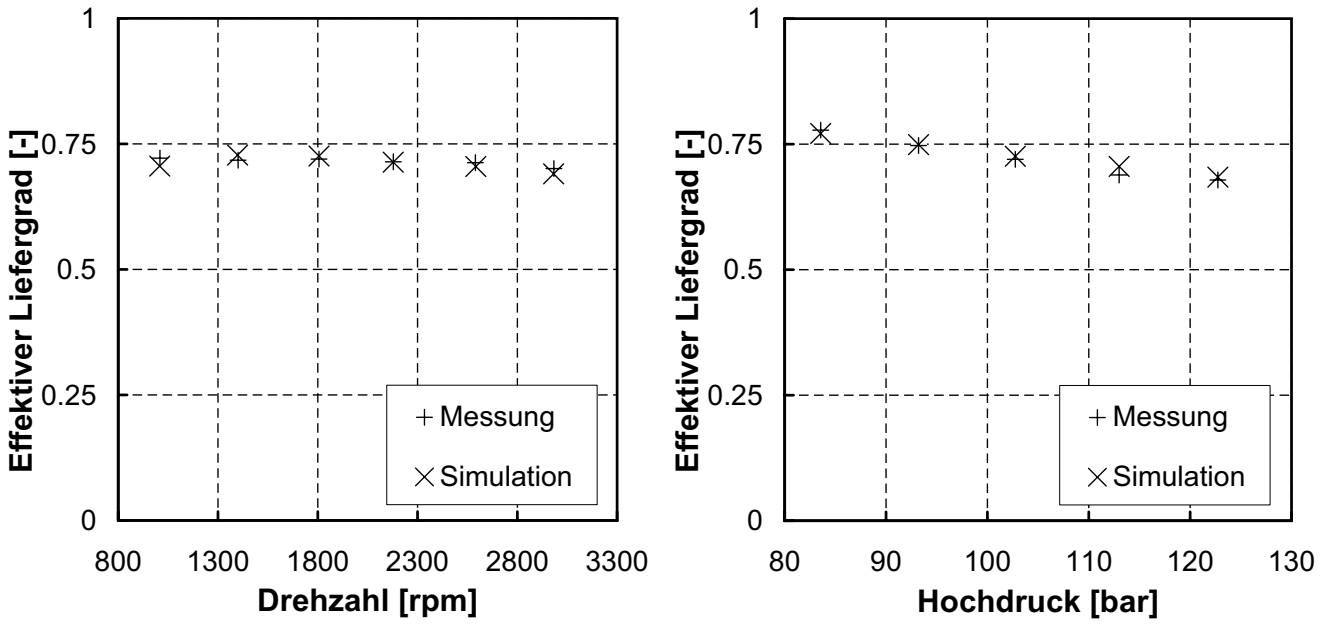


Abbildung 4.3: *Volumetrischer Liefergrad über der Drehzahl (links) und dem Hochdruck (rechts) (Messdaten siehe Magzalci [2005]).*

Effektiv-isentroper Gütegrad η_{eff}

Der effektiv-isentrope Gütegrad hängt analog zu Gl. 4.3 von P_{eff} und auch von der isentropen Verdichtungsleistung P_{isen} ab, die näherungsweise über den idealen Gasansatz berechnet werden:

$$P_{isen} = p_S \cdot \lambda_{eff} \cdot V_{Hub} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_D}{p_S} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot n \cdot z \quad . \tag{4.6}$$

Hier sieht man, dass P_{isen} auch eine direkte Beziehung zu λ_{eff} hat. Daraus lässt sich der effektiv-isentrope Gütegrad wie folgt beschreiben:

$$\eta_{eff} = f(P_{eff}, \lambda_{eff}) \quad . \tag{4.7}$$

In anderen Worten wird η_{eff} mit der Anpassung vom effektiven Liefergrad und von der effektiven Leistung automatisch mit angepasst. Die folgende Abbildung 4.4 zeigt die angepassten Bewertungsgrößen für unterschiedliche Drehzahlen und Hochdrücke. Der relative Fehler, der sich bei der Anpassung für den effektiven Gütegrad η_{eff} ergibt, ist kleiner als 3%.

Indikatordiagramme

Basierend auf den von Magzalci gemessenen Indikatordiagrammen kann eine Anpassung der indizierten Leistung P_{ind} (Fläche des Indikatordiagramms nach Gl. 2.100) durchgeführt werden. Verschiedene im Indikatordiagramm erkennbare Verlustmechanismen des Verdichtungsprozesses, wie z.B. Rückexpansion, Wärmeübertragung, Leckage finden sich entsprechend auch im berechneten Diagramm wieder (siehe z.B. Kästner [2005]). Eine gute Übereinstimmung von gemessenen und simulierten Indikatordiagrammen zeigt, dass die entsprechenden Parameter gut angepasst sind.

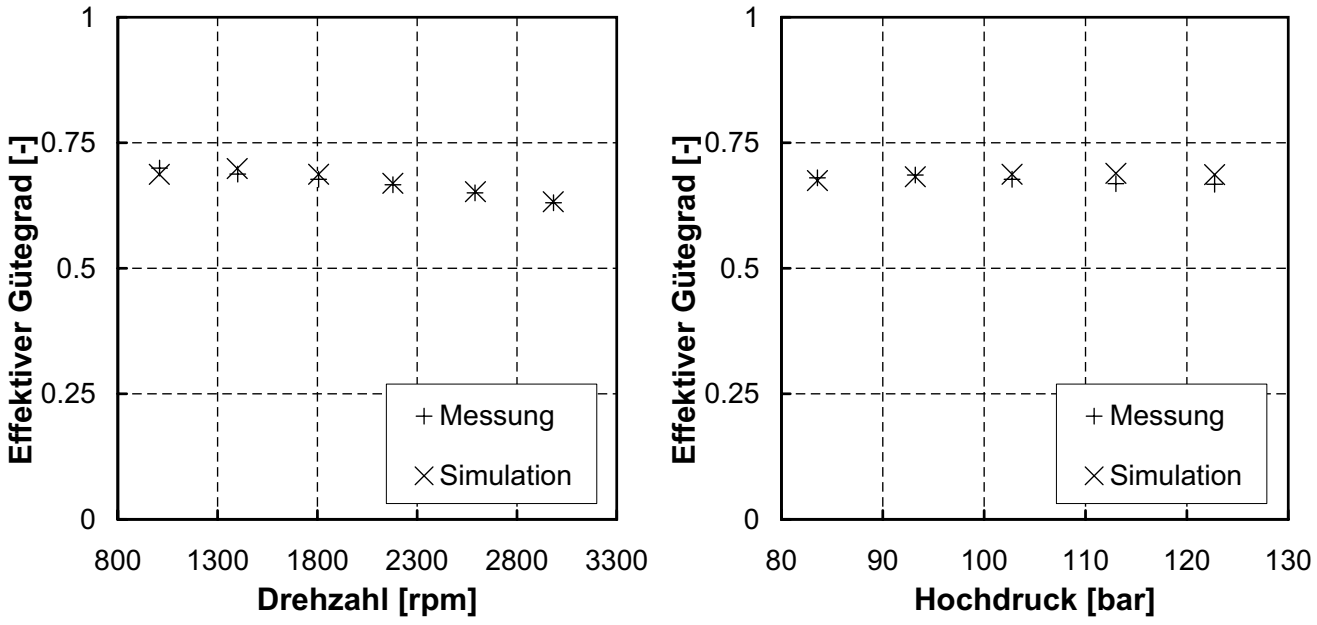


Abbildung 4.4: *Effektiver Gütegrad über der Drehzahl (links) und dem Hochdruck (rechts) (Messdaten siehe Magzalci [2005]).*

Abb. 4.5 zeigt, dass eine entsprechende Parameteranpassung zu einer guten Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation führt. Die Veränderung der Wärmeübertragungs- und Leckagekoeffizienten bewirkt beim Öffnungvorgang des Ventils ein Verrücken der Originalkurve in Richtung der Messkurve. Die Ventilschwingung wird im Rahmen dieser Arbeit durch ein vereinfachtes Modell nachgebildet. Die Schwingung entsteht u.a. durch einen unstetigen Massenstrom und durch Kompressionsstöße. Das Überschwingen kann durch ein Anpassen der Parameter K_{SV} und K_{DV}, welche die Schwingung indirekt beeinflussen, nachempfunden werden. Die eingehüllte Fläche entspricht derjenigen bei der gedämpften Schwingung, und zwar jeweils im Saug- und Ausstoßprozess. Eine detaillierte Beschreibung der Modellierung des Schwingungsprozesses findet sich z.B. in der Arbeit von Boeswirth [1978].

Mechanischer Wirkungsgrad η_{mech}

Aus der Gl. 4.3 ergibt sich, dass, wenn die indizierte Leistung P_{ind} und effektive Leistung P_{eff} angepasst sind, der mechanische Wirkungsgrad automatisch angepasst ist. In Abb. 4.6 ist der gemessene und berechnete mechanische Wirkungsgrad über der Drehzahl und dem Druckverhältnis aufgetragen. Der relative Fehler ist kleiner als 7%.

Schwenkmechanismus

Das in Kap. 2.4 beschriebene dynamische Modell für den Verstellmechanismus der Schwenkscheibe wurde anhand der in Abb. 4.7 dargestellten Messdaten von Magzalci [2005] angepasst. Eine wichtige Größe ergibt sich durch den Druck im Kurbelgehäuse, der zusammen mit dem Scheibenwinkel angepasst wird. Abb. 4.7 zeigt das Ergebnis dieser Anpassung: In diesem Diagramm ist der Scheibenwinkel in Abhängigkeit von der Druckdifferenz zwischen Saugdruck und Kurbelgehäusedruck aufgetragen. Die Messdaten wurden dabei nur beim Abregeln der Ver-

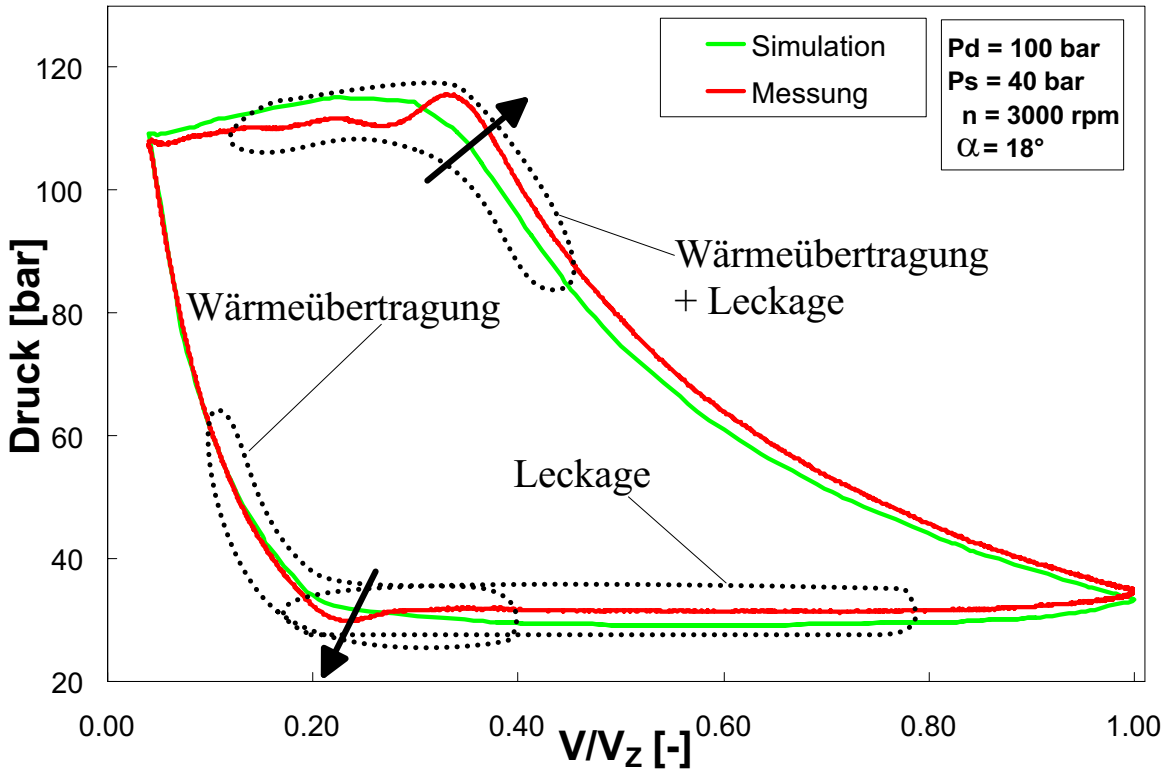


Abbildung 4.5: *Vergleich zwischen berechnetem Indikatordiagramm mit Literaturdaten (Messdaten siehe Magzalci [2005]). Für die Simulation wurde dabei ein vereinfachtes Ventilmodell verwendet.*

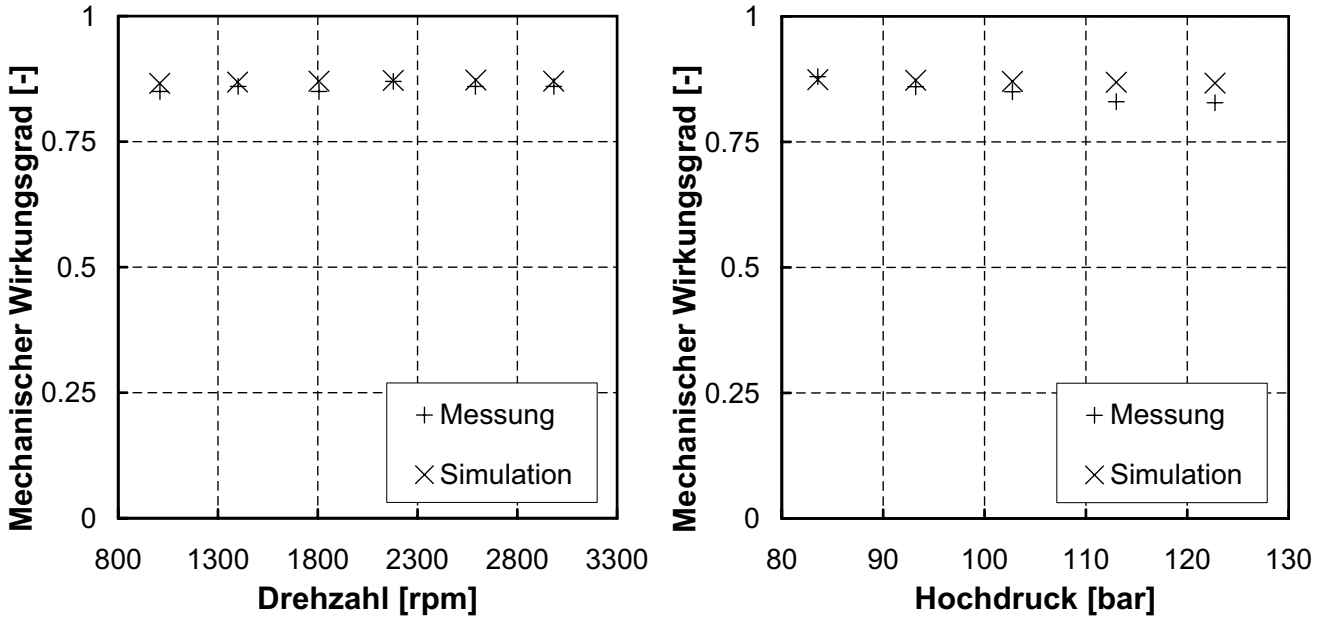


Abbildung 4.6: *Mechanischer Wirkungsgrad über der Drehzahl (links) und dem Hochdruck (rechts) (Messdaten siehe Magzalci [2005]).*

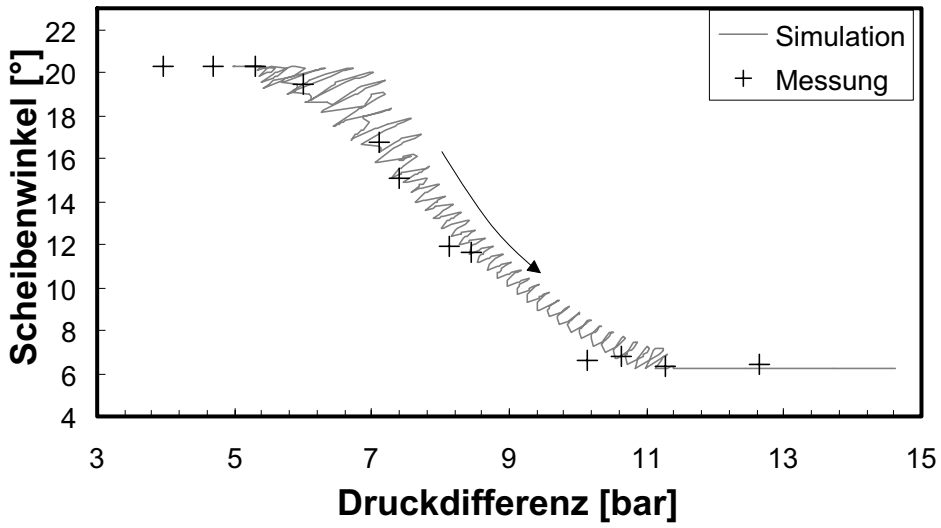


Abbildung 4.7: *Dynamische Kurve mit angepassten Parametern (Messdaten siehe Magzalci [2005]).*

dichterschwenkscheibe aufgenommen. Mit Hilfe einer weiterführenden Anpassung kann auch die Hysterese, die beim dynamischen Öffnungs- und Schließprozess auftritt, entsprechend angepasst werden. Eine solche Anpassung ist allerdings nicht Gegenstand dieser Arbeit und es kann nur auf mögliche weiterführende Arbeiten verwiesen werden. Für die Validierung des dynamischen Verdichtermodells werden die Daten des realen Verstellmechanismus herangezogen. Die Simulation wird für den Druck, aber nicht für die Zeit angepasst. Die Zeit ist jedoch ein wichtiger Faktor für den Massentransport in den Räumen des Verdichters. Die Dauer der Messung wird nicht angegeben, deshalb wird für die Modellierung ein Schätzwert angenommen.

4.4 Fehleranalyse

Die Validierung wird anhand einer Fehleranalyse bewertet. Dazu wird nach Gl. 4.8 die Standardabweichung und der rel. Fehler für die wichtigsten Ergebnisvariablen berechnet, die in Tab. 4.2 entsprechend aufgelistet sind. Die größten Ungenauigkeiten ergeben sich für den mechanischen Wirkungsgrad (7.0% rel. Fehler) während die übrigen Größen mit einem mittleren rel. Genauigkeit zwischen 98% und 97% angepasst werden können.

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (X_{mess} - X_{sim})^2 \cdot \frac{1}{N}} \quad . \tag{4.8}$$

Variable	Einheit	Definition	max. rel. Abweichung (Drehzahl)	max. rel. Abweichung (Hochdruck)	σ (Drehzahl)	σ (Hochdruck)
λ_{eff}	-	siehe Gl. 2.103	2.19%	2.48%	0.0096	0.0090
η_{eff}	-	siehe Gl. 2.104	1.79%	3.09%	0.00815	0.0137
η_{mech}	-	siehe Gl. 2.99	2.42%	7.04%	0.0131	0.0328
η_{isen}	-	siehe Gl. 4.4	3.79%	5.62%	0.0216	0.0236
$\dot{m}_{Aus}$	kg/s	siehe Abb. 2.1	1.84%	3.26%	$6.9 \cdot 10^{-4}$	$9.7 \cdot 10^{-4}$
P_{eff}	W	siehe Gl. 2.99	2.49%	5.62%	53.791	32.87

Tabelle 4.2: *Abweichungen zwischen Messung und Modell: rel. Fehler und Standardabweichung.*

4.5 Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel erfolgt die Kalibrierung und Validierung des Schwenkscheibenverdichtermodells mit den Randbedingungen $\alpha = 18°(Vollhub)$, Drehzahl ($n = 1000, 1800, 3000\,rpm$) und Hochdruck ($p_D = 80, 100, 120\,bar$) basierend auf Messdaten aus der Literatur. Da in der Literatur nur Messdaten für den Vollhubbetrieb verfügbar sind, beschränkt sich die Kalibrierung und Validierung ausschließlich für diesen Betriebszustand. Für den Teillastbereich wird eine Kalibrierung des Modells basierend auf geometrischen Größen und Erfahrungswerten durchgeführt.

Es wird eine empirische Anpassung durchgeführt, wobei zuerst der Massenstrom und anschließend die Leistung angepasst wird. Als Bewertungsgrößen werden der effektive Liefergrad λ_{eff}, der effektive Gütegrad η_{eff}, der mechanische Wirkungsgrad η_{eff} und der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_{isen} ausgewählt. Diese Größen werden durch eine iterative Kalibrierung verschiedener Modellparameter an die aus der Literatur verfügbaren Messpunkte angepasst.

Für die Kalibrierung des dynamischen Modells wird eine in der Literatur präsentierte Messung eines Abregelvorganges der Schwenkscheibe angepasst. Zum Teil werden für einige Parameter, die nicht mittels der vorhandenen Messdaten angepasst werden können, z.B. die Parameter des thermischen Modells, des Leckagemodells und des Mechanikmodells Schätzwerte vorgegeben.

Insgesamt ergibt sich für den Volllastbetrieb eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Messdaten.

Kapitel 5

Sensitivitäts- und Kennfeldanalyse

Das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Verdichtermodell wird durch eine Reihe von Gleichungen, Parametern und Variablen, die darauf abgestimmt sind, den physikalischen Prozess abzubilden, definiert (siehe Kap. 2). Das Gesamtmodell besteht dabei aus mehreren Einzelmodellen, die miteinander verknüpft sind (siehe Kap. 3.2.1). Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf der Modellanalyse, die sich nach Kap. 4 aus einer Sensitivitäts- und Kennfeldanalyse zusammensetzt.
Entscheidend für die Güte der Simulationsergebnisse sind neben der Modellgüte auch die Genauigkeit der vom Anwender eingegebenen Geometrie- und Modellparameter. Durch verschiedene Faktoren bei der Ermittlung der Modellparameter wie z.B. unvollständige Datenbasis, Messungenauigkeiten, nicht belastbare Literaturangaben und Schätzung von Modellparametern ergeben sich naturgemäß Modellungenauigkeiten. Ein wichtiges Ziel dieser Arbeit ist daher herauszufinden, wie groß der Einfluss eines ungenau gewählten Modellparameters wie z.B. des Totvolumens auf die Genauigkeit der Gesamtsimulation ist. Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit ist darüber hinaus, zu einem tieferen Verständnis der Abhängigkeiten zwischen Parametern und Ergebnisvariablen und der dahinter liegenden physikalischen Wirkungsmechanismen zu gelangen und diejenigen Parameter zu identifizieren, die einen signifikanten Einfluss auf den Verdichtungsprozess besitzen. Darüber hinaus ergeben sich für einen Verdichterhersteller wichtige Anhaltspunkte für das Optimierungspotenzial eines vorhandenen Verdichterprototypen.
Die inneren Modellzusammenhänge zwischen Parametervariation und der sich daraus ergebende Einfluss auf die Ergebnisvariablen werden im ersten Teil dieses Kapitels mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse analysiert. Durch die Sensitivitätsanalyse werden nicht nur konkrete Fragestellungen über die inneren physikalischen Abhängigkeiten zwischen Parameterwerten und Ergebnisvariablen beantwortet, sondern es werden ganz wesentliche Informationen hinsichtlich der zu bestimmenden Modellparameter geliefert. Die Frage, welche Modellparameter gehen überhaupt maßgeblich in die Modellgenauigkeit ein und wie genau ist eine Bestimmung der einzelnen Parameter erforderlich, können mit Hilfe dieser Methodik beantwortet werden.
Im zweiten Teil dieses Kapitels wird eine Kennfeldanalyse durchgeführt. Das Ziel dabei ist die Erstellung von Verdichterkennfeldern und die Untersuchung der Extrapolationsfähigkeit des Modells. Dazu wird die „surface Response“-Methode gewählt. Der sogenannte DACE-Algorithmus „Design and Analysis of Computer Experiments“ wird als ein Werkzeug von *Matlab*® [2005] benutzt. Bei diesem Vorgehen werden die Parameter konstant gehalten und der Betriebszustand variiert, um ein Verdichterkennfeld zu generieren. Ziel dieser Methodik ist es, Kennfelder zu generieren, die als Basis weiterführender Simulationen von Kälte- bzw. Wärmepumpenkreisläufen genutzt werden können.

5.1 Durchführung der Sensitivitätsanalyse

In der Literatur finden sich nur wenige Arbeiten, die über eine Sensitivitätsanalyse im Zusammenhang von Kolbenverdichtern berichten. Von Machu [1992] und Manepatil [1998] wird z.B. der Einfluss der Ventilströmungskoeffizienten (K_{SV}) auf den Liefergrad untersucht. In der Arbeit von Rigola [1996] wird der Einfluss der Ventilströmungs- und Wärmeübertragungskoeffizienten auf die Bewertungsgrößen für einen Hermetikverdichter untersucht. In der Arbeit von Chen [2002b] wird eine Sensitivitätsanalyse für einen Scrollverdichter durchgeführt. Einige Ideen aus dieser Arbeit können für die im Folgenden durchgeführte Sensitivitätsanalyse des Schwenkscheibenverdichters angewendet werden.
Für die Durchführung der Sensitivitätsanalyse werden zunächst die Randbedingungen für die Betriebspunkte, die betrachteten Modellparameter und -variablen festgelegt. Weiterhin werden im nächsten Abschnitt die für die Bewertung verwendeten Bewertungskriterien definiert. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse werden in den folgenden Abschnitten präsentiert und im letzten Abschnitt zusammengefasst.

5.1.1 Randbedingungen, ausgewählte Parameter und Variablen

Als Betriebsrandbedingungen des Verdichtermodells für die Sensitivitätsanalyse werden folgende Betriebspunkte bei konstantem Saugdruck von 40 bar, unterschiedlicher Drehzahl, Hochdruck und Scheibenwinkel verwendet (siehe auch Kap. 4.2):

- Drehzahl n: 1000, 1800 und 3000 min^{-1};
- Hochdruck p_D: 80, 100 und 120 bar und
- Scheibenwinkel α: 18, 14, 10 und 6 °.

Der interne Regelmassenstrom (siehe Abb. 2.1 bzw. 4.2) wird innerhalb der Simulation zu Null gesetzt.
Die Anzahl der Punkte in diesem dreidimensionalen Gitter ergibt sich aus der Kombination der Betriebspunkte $n_p = 3 \times 3 \times 4 = 36$ Punkte. Für jeden Betriebspunkt (n, p_D, α) dieses Gitters wird mit Hilfe der Simulation ein Ergebnisvektor mit den Systemvariablen berechnet, wobei entsprechend der Variation der Modellparamter zu jedem Ergebnisvektor weitere Ergebnisvektoren zugeordnet werden können, die die Sensitivitäten des jeweiligen Parameters für verschiedene Drücke, Winkel und Drehzahlen beschreiben. Jeder Ergebnisvektor enthält die wesentlichen Ergebnisvariablen und die der Rechnung zu Grunde liegenden Indikatordiagramme.

Aufgrund der hohen Anzahl von Modellparamtern und Ergebnisvariablen werden in einer Vorauswahl diejenigen Parameter und Ergebnisvariablen festgelegt, die das Modell im Wesentlichen festlegen. Die Auswahl an Parametern ist in Tab. 5.1 aufgelistet. Jeder Parameter ist einem Teilmodell zugeordnet (siehe 3. Spalte) und besitzt entsprechend der Modellkalibrierung, die in Kap. 4 beschrieben ist, einen Nominalwert (4. Spalte), mit dem die Messdaten aus der Literatur optimal wiedergegeben werden.
Ausgehend von einem Nominalwert wird für die Sensitivitätsanalyse für jeden Betriebspunkt eine Variation des Parameters um jeweils ±10% durchgeführt. Die Ergebnisvariablen, die sich aus der Berechnung des Nominalwertes ergeben, können als Referenz für die Berechnung des jeweiligen relativen Fehlers benutzt werden.

Insgesamt ergeben sich bei der Variation von 23 Parametern um ±10% und zusätzlich durch die Berechnung von 36 Nominalwerten $n_S = 36 + 2 \times 36 \times 23 = 36 + 1656 = 1692$ Simulationen.

Für die Bewertung der Parametervariation werden aus den insgesamt über 3000 Modellvariablen folgende 13 Modellvariablen ausgewählt und genauer untersucht:

- Bewertungsgrößen λ_{eff}, η_{eff}, η_{mech}, η_{isen};
- Massenstrom des Verdichters $\dot{m}_{aus}$;
- Leistungen des Verdichters P_{eff}, P_{ind};
- Drücke in der Saug- und Hochdruckkammer p_{SK}, p_{DK};
- Temperaturen in der Saug- und Hochdruckkammer T_{SK}, T_{DK} und
- Wärmeströme in Druck- und Saugkammer $\dot{Q}_{DK}$, $\dot{Q}_{SK}$.

Insgesamt ergeben sich bei der durchgeführten Sensitivitätsanalyse mit 23 Parametern und 13 betrachteten Modellvariablen $13 \times 23 = 299$ verschiedene Kombinationen bzw. Paare von Variable/Parameter, die im Rahmen dieser Arbeit hinsichtlich ihrer Sensitivität untersucht werden.
Neben der Betrachtung des qualitativen Einflusses der Parametervariation ist auch der quantitative Einfluss auf die Bewertungsgrößen von großem Interesse. Für eine genauere Bewertung werden im nächsten Abschnitt entsprechende Bewertungskriterien definiert.

5.1.2 Bewertungskriterien und erste Analyse

Insgesamt werden im Folgenden vier verschiedene Bewertungskriterien angegeben: die *rel. Sensitivität*, das sogenannte *Schrankenkriterium*, die *Richtung der Sensitivität* und die *Symmetrie der Sensitivität*. Mit Hilfe der Definition der rel. Sensitivität und des Schrankenkriteriums werden dabei zunächst quantitative Aussagen über die Sensitivität getroffen, während die Richtung und die Symmetrie der Sensitivität qualitative Aussagen treffen.

- rel. Sensitivität:
  Die rel. Sensitivität ΔY für die Ergebnisvariable Y wird durch die folgende Gleichung definiert:

  $$\Delta Y = \frac{Y_{Nominal} - Y(Parameter \pm 10\%)}{Y_{Nominal}} \tag{5.1}$$

  Damit wird die relative Abweichung vom Nominalwert erfasst und eine quantitative Aussage über den Einfluss einer Parametervariation getroffen.

  Unter der *maximalen rel. Sensitivität* ΔY_{max} versteht man den betragsmäßig maximal auftretenden Wert von ΔY, der bei einer Variation über die 36 Randbedingungen auftritt.

- Schrankenkriterium:
  Festlegung von unteren Grenzwerten für die rel. Sensitivität $\Delta Y min_0$ und $\Delta Y min_1$, wobei gilt:

Param.	Definition und Gleichung	Param. gruppe	Nominal Werte
V_{Tot}	Totvolumen (siehe Gl. 2.48)	geom.(R)	1,6e-7 m^3
R_{TK}	Teilkreisradius (siehe Abb. 2.9)	geom.(R)	0,032 m
D_Z	Zylinderdurchmesser (siehe Abb. 2.9)	geom.(R)	0,016m
V_{SK}	Saugkammervolumen (siehe Abb. 2.3)	geom.(R)	22.5e-6 m^3
V_{DK}	Hochdruckkammervolumen (siehe Abb. 2.3)	geom.(R)	22e-6 m^3
$K_{Leckage}$	Leckage-Koeffizient (siehe Gl. 2.31)	geom.(V)	2,91e-9 m^2
K_{SV}	Saugventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	5,31e-6 m^2
K_{DV}	Druckventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	6,13e-6 m^2
K_{SK}	Saugkammer-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	8,63e-06 m^2
K_{DK}	Druckkammer-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	1,15e-05 m^2
K_B	Bohrung-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	1,23e-06 m^2
K_{PWM}	Regelventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	2,01e-07 m^2
α_{SK-DK}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.38) zw. Saugkammer(SK) und Hochdruckkammer(DK)	therm.	40-80 $W/(m^2K)$
α_{SK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Saugkammer(SK) und Umgebung(U)	therm.	12 $W/(m^2K)$
α_{DK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Hochdruckkammer(DK) und Umgebung(U)	therm.	12 $W/(m^2K)$
α_{KG-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Kurbelgehäuse(KG) und Umgebung(U)	therm.	12 $W/(m^2K)$
α_{ZB-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Zylinderblock(ZB) und Umgebung(U)	therm.	12 $W/(m^2K)$
α_{ZB-Z}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.39) zw. Zylinderblock(ZB) und Zylinder(Z)	therm.	130-260$W/(m^2K)$
μ_{ZK_T}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Zylinder(Z) und Kolben(K) am Punkt(T)	dynam. Reibung	0,03
μ_{ZK_B}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Zylinder(Z) und Kolben(K) am Punkt(B)	dynam. Reibung	0,01
μ_{KS}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Kolben(K) und Schwenkscheibe(S)	dynam. Reibung	0,018
k_{KS}	Geschw.-faktor zw.(K) und (S) (siehe Gl. 2.35)	dynam. Reibung	10
$\mu_{WL_{Axial}}$	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Kolben(K) und Schwenkscheibe(S)	dynam. Reibung	0,0047

Tabelle 5.1: Die ausgewählten 23 Parameter für die Sensitivitätsanalyse mit Nominalwert.

$$\Delta Ymin_0 < \Delta Ymin_1 \quad . \tag{5.2}$$

Tritt bei einer Variablen/Parameter-Kombination eine maximale Sensitivität auf, die unterhalb von $\Delta Ymin_0$ liegt, so bewegt sich die Abhängigkeit im Bereich des numerischen Modellfehlers. Liegt die Sensitivität zwischen $\Delta Ymin_0$ und $\Delta Ymin_1$ so spricht man von einer *schwachen* Sensitivität und bei $Y > \Delta Ymin_1$ entsprechend von einer *starken* Sensitivität.

- Richtung der Sensitivität:
  Entsprechend der Richtung der Sensitivität wird zwischen sogennant *normaler* und *inverser* Sensitivität unterschieden. Normale Sensitivität bedeutet, dass mit vergrößertem Parameter eine Erhöhung der betrachteten Modellvariable einhergeht. Inverse Sensitivität bedeutet, dass die Vergrößerung des Parameters eine Erniedrigung der Variable zur Folge hat.

- Symmetrie bzw. Asymmetrie der Sensitivität:
  Wird die rel. Sensitivität ΔY über den Randbedingungen Drehzahl, Hochdruck oder Scheibenwinkel aufgetragen, so ergibt sich in Bezug auf die Abzisse durch den Nullpunkt entweder ein *symmetrischer* oder ein *asymmetrischer* Kurvenverlauf.

Für die graphische Analyse der Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse kann die rel. Sensitivität ΔY jeweils über den Randbedingungen Drehzahl, Hochdruck und Schwenkscheibenwinkel aufgetragen werden. Im Folgenden wird eine Auftragung über der Drehzahl bzw. dem Hochdruck gewählt, wobei immer vier Diagramme jeweils für die unterschiedlichen Schwenkwinkel erstellt werden. Die durchgezogenen Kurven gehören zu der Parametervariation um +10% und die gestrichelten Kurven zu −10% (siehe z.B. Abb. 5.2). Für die weitere Interpretation werden berechnete Indikatordiagramme und für die Visualisierung der Reibleistung Balkendiagramme herangezogen.

Im Folgenden wird eine erste quantitative Betrachtung bzw. Klassifizierung der Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse vorgenommen. Als Schrankenkriterium werden folgende Werte gewählt:

$$\Delta Ymin_1 = 2\% \qquad \text{und} \qquad \Delta Ymin_0 = 0.4\% \quad . \tag{5.3}$$

Ein starke Sensitivität liegt also dann vor, wenn für die maximale rel. Änderung der entsprechenden Modellvariablen gilt:

$$\Delta Y_{max} > \Delta Ymin_1 = 2\% \quad . \tag{5.4}$$

Ein schwache Sensitivität liegt dann vor, wenn

$$0.4\% = \Delta Ymin_0 > \Delta Y_{max} > \Delta Ymin_1 = 2\% \quad . \tag{5.5}$$

Für $\Delta Y_{max} < 0.4\%$ kann keine sinnvolle Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden, da die Änderungen im Bereich des numerischen Modellfehlers liegen.

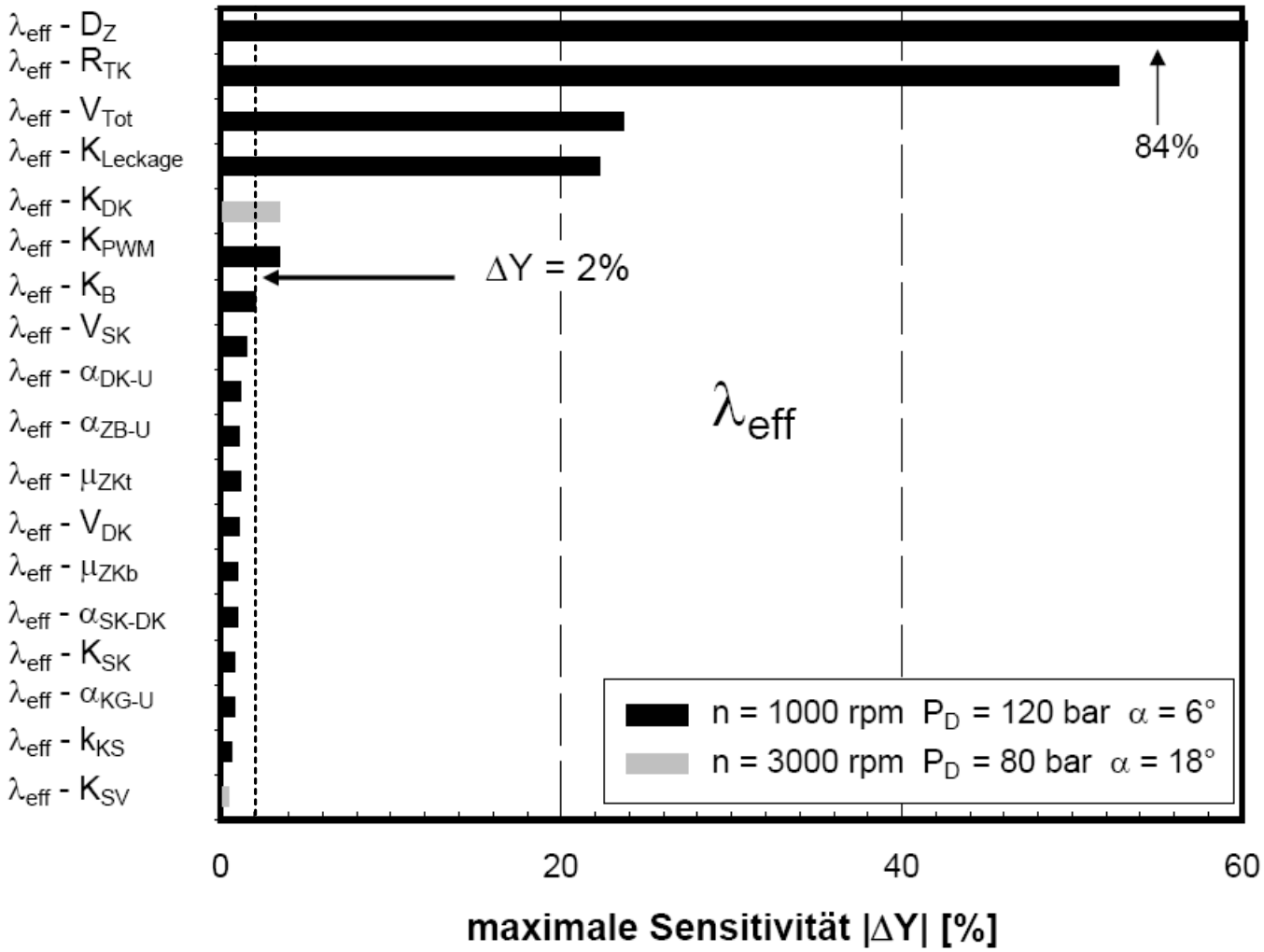


Abbildung 5.1: *Exemplarische Analyse dem Liefergrad.*

Nach der Anwendung des Schrankenkriteriums zeigt Tab. 5.2 diejenigen relevanten Parameter/Variablen-Kombinationen, die nach dieser ersten quantitativen Betrachtung für eine weitere qualitative Sensitivitätsbetrachtung herangezogen werden können. Die Reihenfolge der Parameter entspricht dabei der Größe der auftretenden maximalen Sensitivität. Die maximalen Sensitivitäten des Effektiven Liefergrades sind in Abb. 5.1 graphisch dargestellt. Eine vollständige Übersicht über die berechneten Sensitivitäten findet sich im Anhang (siehe Anhang A). Aus dieser Darstellung geht hervor, dass der effektive Liefergrad mit Abstand am empfindlichsten von einer Veränderung der Parameter D_Z, R_{TK}, V_{Tot} und $K_{Leckage}$ abhängt. Ähnliche Sensitivitäten ergeben sich beim effektiven isentropen Gütegrad. Dagegen ergeben sich beim mechanischen Wirkungsgrad die maßgeblichen Sensitivitäten bei den Parametern D_Z, μ_{KS} und R_{TK}.

Die übrigen Parameter aus Tab. 5.1, die hier nicht gezeigt werden, haben eine rel. Sensitivität ΔY von weniger als 0.4% und tauchen deshalb hier nicht auf. Die Parameter bzw. Variablen mit dem Symbol($*$) werden im weiteren Verlauf der Arbeit anhand von Sensitivitätsdiagrammen exemplarisch dargestellt und diskutiert. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Variablen λ_{eff}, η_{eff} und η_{mech} betrachtet und exemplarisch der Einfluss der 7 Parameter V_{Tot}, $K_{Leckage}$, K_{SV},

Variable Y	$rel.\,\Delta Y > 2\%$	$0.4\% < rel.\,\Delta Y < 2\%$
$\lambda_{eff}*$	D_z, R_{TK}, $V_{Tot}*$, $K_{Leckage}*$, K_{DK}, K_{PWM}, K_B	V_{SK}, α_{DK-U}, α_{ZB-U}, μ_{ZK_T}, V_{DK}, μ_{ZK_B}, α_{SK-DK}, K_{SK}, α_{KG-U}, k_{KS}, $K_{SV}*$
$\eta_{eff}*$	D_z*, $R_{TK}*$, $K_{Leckage}$, V_{Tot}, μ_{KS}, K_{PWM}, K_{DK}, K_B	V_{SK}, $K_{SV}*$, α_{DK-U}, μ_{ZK_T}, V_{DK}, α_{ZB-U}, α_{SK-DK}, α_{KG-U}, μ_{WL_A}, μ_{ZK_B}, K_{SK}, $K_{DV}*$, k_{KS}
$\eta_{mech}*$	D_z*, $\mu_{KS}*$, $R_{TK}*$	K_{PWM}, $K_{Leckage}$, V_{Tot}, K_B, μ_{WL_A}, K_{DK}
η_{isen}	D_z, R_{TK}, V_{DK}, $K_{Leckage}$, V_{Tot}, K_{DK}	K_{SV}, K_{PWM}, K_B, K_{DV}
$\dot{m}_{Aus}$	D_z, R_{TK}, V_{Tot}, $K_{Leckage}$, K_{DK}, K_{PWM}, K_B	V_{SK}, μ_{ZK_T}, α_{DK-U}, α_{ZB-U}, V_{DK} μ_{ZK_B}, α_{SK-DK}, K_{SK}, α_{KG-U}, k_{KS} , K_{SV}
P_{eff}	D_z, R_{TK}, V_{Tot}, μ_{KS}	$K_{Leckage}$, K_{SV}, K_{DK}, μ_{WL_A}, K_{PWM}, K_{DV}, K_B
T_{DK}		D_z, R_{TK}
für alle übrigen Kombinationen gilt: $\Delta Y_{max} < \Delta Y min_0 = 0.4\%$		

Tabelle 5.2: relevante Parameter mit rel. Sensitivitäten größer 0.4%. Die Reihenfolge von links nach rechts entspricht der Größe der maximal auftretenden rel. Sensitivität.

D_z, μ_{KS}, K_{DV}, R_{TK} untersucht. Insgesamt ergeben sich 10 Kombinationen von Variablen und Parametern, die in den folgenden Abschnitten genauer diskutiert werden. Die graphische Darstellung der Sensitivität weiterer Variablen/Parameterkombinationen findet sich im Anhang B.

5.1.3 Sensitivität des effektiven Liefergrades

Die quantitative Analyse der rel. Sensitivitäten für den Liefergrad ergibt für die vier Teilmodelle folgende Wertebereiche je nach Schwenkwinkel der Scheibe:

- geometrische Parameter der Gruppe „Räume“: 7%(18°)–85%(6°);
- geometrische Parameter der Gruppe „Ventile“: 3.5%(6°)–40%(18°);
- thermische Parameter: 0.08%(14°)–1.2%(6°) und
- Reibungsparameter: 0.06%(14°)–1.4%(6°).

Am empfindlichsten ist der Liefergrad offensichtlich auf die Veränderung derjenigen Geometrieparameter, die die Räume bzw. Kammern und die Ventile beschreiben. Einen geringeren Einfluss haben dagegen die thermischen- und die Reibungsparameter.
Die größten Sensitivitäten ergeben sich dabei beim Teilkreisradius R_{TK}. Im Folgenden werden die Sensitivitäten hinsichtlich des Saugventil-Koeffizienten K_{SV}, des Leckage-Koeffizienten $K_{Leckage}$ und des Totvolumens V_{Tot} genauer diskutiert.

Sensitivität des Liefergrades bei Variation des Saugventilkoeffizienten K_{SV}

Die rel. Sensitivität des Liefergrades in Bezug auf Veränderungen des Saugventilkoeffizienten K_{SV} ist in Abb. 5.2 über der Drehzahl für verschiedene Winkel und Hochdrücke dargestellt. Die

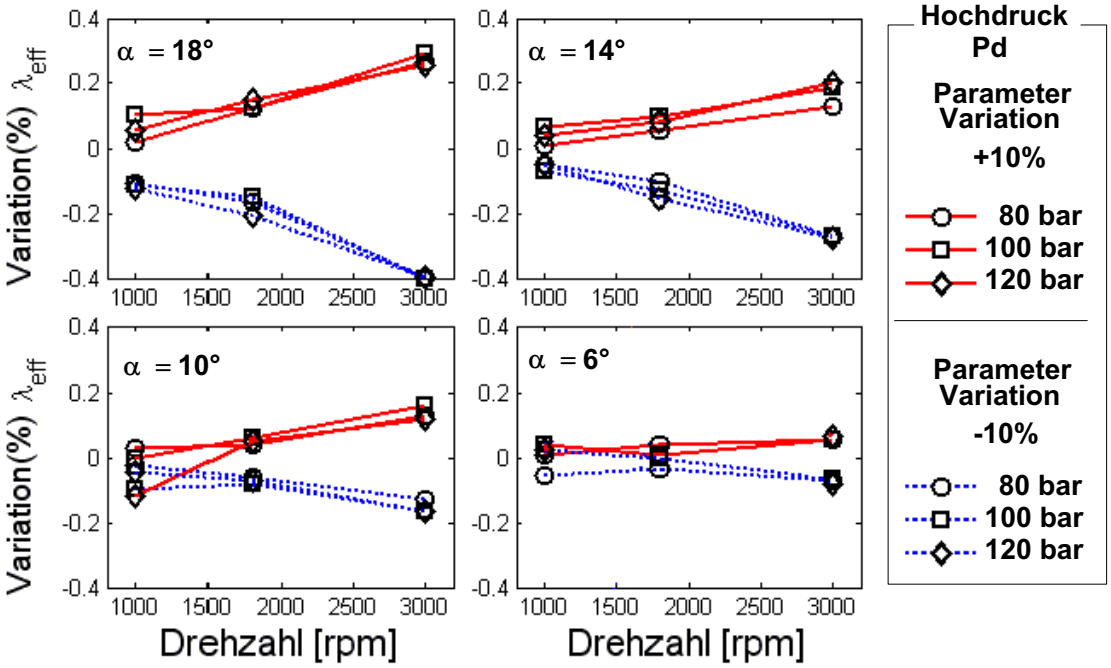


Abbildung 5.2: *Einfluss des Parameters „Saugventil-Koeffizient“ K_{SV} auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

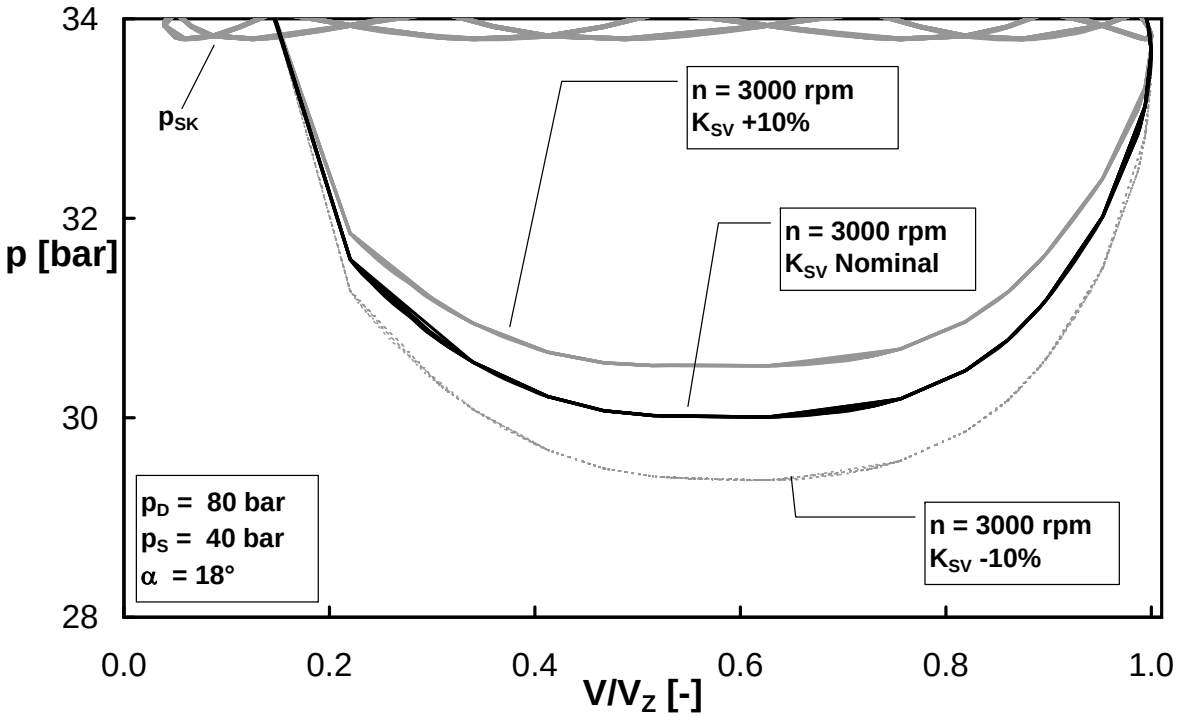


Abbildung 5.3: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Saugventil-Koeffizient“ K_{SV} (p_D = 80 bar, p_S=40 bar, α =18°).*

Richtung der Sensitivität ist normal, da z.B. eine Vergrößerung der Saugventilbohrung auch zu einer Vergrößerung des Liefergrades führt, weil die Druckverluste entsprechend sinken. Es kann eine leichte Asymmetrie der Kurven festgestellt werden. Eine Reduktion des Saugventil-Koeffizienten wirkt sich betragsmäßig etwas stärker auf den Liefergrad aus als eine Vergrößerung des Koeffizienten. Dies hängt damit zusammen, dass der Massenstrom und damit der Liefergrad nicht linear vom Druckabfall abhängt, sondern nach Gl. 5.6 mittels einer Wurzelfunktion verknüpft ist:

$$\dot{m}_{SV} = K_{SV} \cdot \sqrt{\varrho_{SK} \cdot (p_{SK} - p_Z)} \quad . \tag{5.6}$$

Abb. 5.4 zeigt entsprechend die unterschiedlichen Verläufe der Massenstromkurven, wobei die Saugkammerdichte ρ_{SK} näherungsweise für alle drei Kurven konstant gewählt wurde. Eine Vergrößerung des Koeffizienten führt zu einer Abnahme des Druckabfalls. Bei einer Verkleinerung entsprechend zu einer Zunahme, wobei die rel. Abnahme des Druckabfalls betragsmäßig größer ausfällt als die Zunahme. Dieses Verhalten kann auch bei der Auftragung im Indikatordiagramm (siehe Abb. 5.3) beobachtet werden. Entscheidend ist hier der mittlere Ansaugdruck bei dem der Ansaugprozess durchschritten wird. Die Fläche wird erst bei der Betrachtung des effektiven Gütegrades wichtig.
Drehzahl und Scheibenwinkel haben einen großen Einfluss auf die Sensitivität, während keine Hochdruckabhängigkeit vorliegt. Dies hängt damit zusammen, dass sowohl die Drehzahl als auch der Scheibenwinkel einen signifikanten Einfluss auf den geförderten Massenstrom haben und maßgeblich die Arbeitspunkte in der Druckabfallsbeziehung und damit den Saugdruck bzw. die Ansaugdichte festlegen.
Dagegen hat der Hochdruck nur indirekt über die Schadraumverluste einen Einfluss auf den Liefergrad, was sich aber nicht in der hier untersuchten Sensitivität des Saugventil-Koeffizienten niederschlägt.

Insgesamt kann bei dem untersuchten Verdichter der Liefergrad insbesondere bei Vollhub je nach Drehzahl nur um 0,1% (bei $1000 min^{-1}$) bis 0,3% (bei $3000 min^{-1}$) verbessert werden, wenn der Saugventil-Koeffizient K_{SV} um 10% vergrößert wird. Dies kann z.B. durch eine Vergrößerung des Ventilquerschnitts, bzw. Hubs oder aber durch eine optimierte Ventilgeometrie erzielt werden. Eine Verkleinerung von K_{SV} führt zu einer noch größeren Reduktion des Liefergrades, die bei hohen Drehzahlen bis zu 0,4% betragen kann. Diese geringe Abhängigkeit zeigt, dass in diesem Fall für die Erzielung belastbarer Simulationsergebnisse auch bei Verwendung von nicht genau bestimmten Saugventil-Koeffizienten möglich ist. Für den Verdichterhersteller bedeutet dieses Ergebnis, dass die Saugventilquerschnitte groß genug ausgelegt sind und eine Optimierung nur einen kleinen Nutzen hätte.

Sensitivität des Liefergrades bei Variation des Leckage-Koeffizienten $K_{Leckage}$

Die rel. Sensitivität des Liefergrades in Bezug auf Veränderungen des Leckage-Koeffizienten $K_{Leckage}$, der die Kolbenleckage charakterisiert, ist in Abb. 5.5 über der Drehzahl bei verschiedenen Schwenkwinkeln dargestellt. Eine vergleichsweise hohe Empfindlichkeit ergibt sich insbesondere bei hohen Druckverhältnissen und niedrigen Fördermassenströmen, die bei niedrigen Drehzahlen und kleinen Hüben auftreten. Dann hat der Leckagemassenstrom einen signifikanten Einfluss auf den Gesamtmassenstrom bzw. kleine Änderungen des Leckagemassenstroms haben einen großen Einfluss auf den Liefergrad. Die Richtung der Sensitivität ist invers, d.h. die Zunahme des Leckagekoeffizienten, womit auch eine Zunahme des Leckagemassenstromes verknüpft

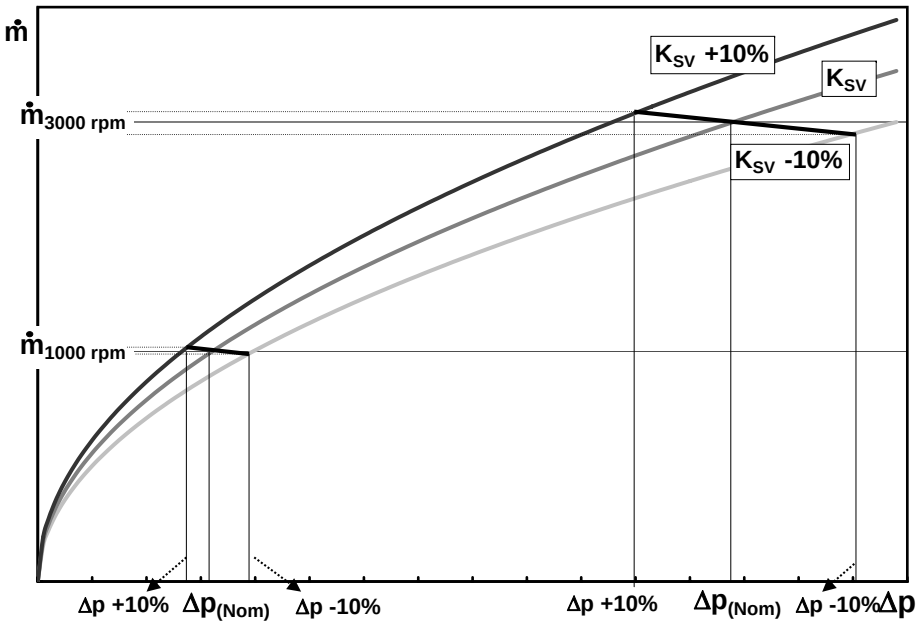


Abbildung 5.4: *Auftragung des Ventilmassenstroms über dem Druckverlust nach Gl. 5.6 bei Wahl unterschiedlicher Parameterwerte für den „Saugventil-Koeffizienten“ K_{SV}.*

ist, führt zu einer Abnahme des Liefergrades. Im Gegensatz zum Saugventil-Koeffizienten ergibt sich allerdings ein symmetrischer Kurvenverlauf, der sich aufgrund der Massenstrombeziehung erklären lässt. Für die Massenstrombeziehung wird ähnlich wie beim Saugventil ein auf der Bernoulligleichung basierender Ansatz nach Gl. 2.30 verwendet. Aus diesem folgt vereinfacht ohne Berücksichtigung des Ölanteils Gl. 5.7:

$$\dot{m}_{Leckage} = \begin{cases} K_{Leckage} \cdot (2 \cdot \varrho_Z \cdot (p_Z - p_{KG}))^{\varsigma} & wenn \quad (p_Z - p_{KG}) \geq 0 \\ K_{Leckage} \cdot \left(2 \cdot \varrho_{KG} \cdot (p_{KG} - p_Z)\right)^{\varsigma} & wenn \quad (p_Z - p_{KG}) < 0 \end{cases} . \tag{5.7}$$

Hierbei wird ein veränderter Bernoulli-Koeffizient verwendet, der anders als beim Saugventil einen höheren Wert von $\varsigma = 0.6$ annimmt ($\varsigma_{K_{SV}} = 0.5$). Dadurch ergibt sich eine erhöhte Linearität, die sich in einem symmetrischen Sensitivitätsverhalten wiederspiegelt. Insbesondere bei niedrigen Gesamtmassenströmen hängt die Empfindlichkeit auch vom Hochdruck ab, der zusammen mit dem Saugdruck die treibende Druckdifferenz für den Leckagemassenstrom nach Gl. 5.7 darstellt.
Der effektive Liefergrad kann auch als Produkt der Verlustanteile durch Leckage $\lambda_{Leckage}$ und weiterer Verluste λ_{rest} folgendermaßen dargestellt werden:

$$\lambda_{eff} = \lambda_{Leckage} \cdot \lambda_{rest} \tag{5.8}$$

$\lambda_{Leckage}$ kann dabei wie folgt definiert werden:

$$\lambda_{Leckage} = \frac{\dot{m}_{ohneLeckage} - \dot{m}_{Leckage}}{\dot{m}_{ohneLeckage}} \tag{5.9}$$

Mit zunehmender Drehzahl fließt ein größerer Gesamtmassenstrom durch den Verdichter. Deshalb vergrößert sich der relative Verlustanteil $\lambda_{Leckage}$ und der Einfluss des Parameters $K_{Leckage}$ nimmt ab.

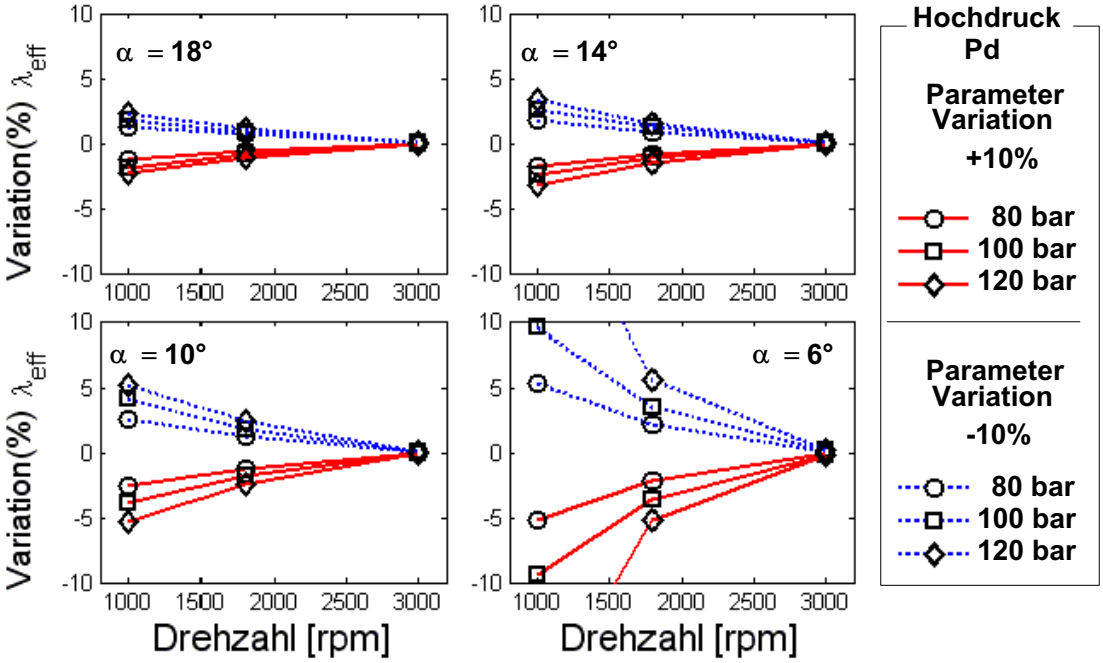


Abbildung 5.5: *Einfluss des Parameters $K_{leckage}$ auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

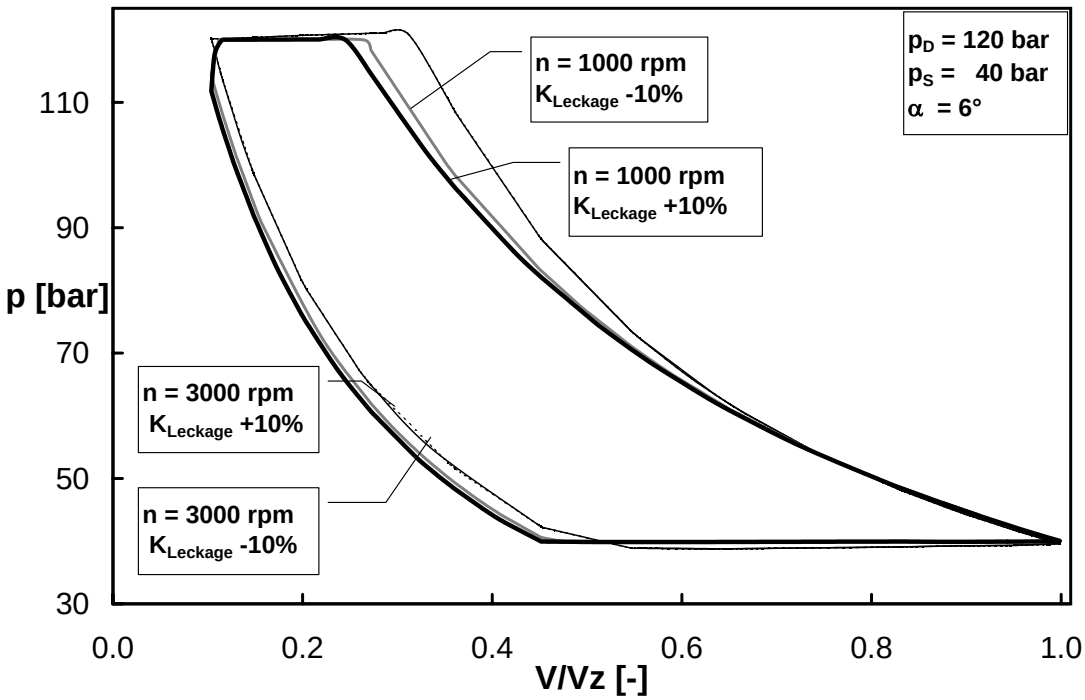


Abbildung 5.6: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Leckage-Koeffizient“ $K_{leckage}$ (p_D = 120 bar, p_S=40 bar, α =6°).*

Die Indikatordiagramme in Abb. 5.6 zeigen die Druckverläufe im Zylinder für verschiedene Drehzahlen entsprechend für die verschiedenen Leckage-Parameter. Während bei hohen Drehzahlen beide Kurven übereinander fallen, wird bei niedrigen Drehzahlen der Leckageeinfluss durch einen Flächenverlust bei der Verdichtungslinie sichtbar. Der Leckagemassenstrom baut sich entsprechend nach Gl. 5.7 durch die Differenz zwischen Kurbelgehäuse- und Zylinderdruck auf, so dass erst ab einem bestimmten Zylinderdruck die Verdichtungslinie gegenüber der miminalen Linie flacher bzw. steiler zu werden beginnt.

Insgesamt kann bei hohen Drehzahlen der Leckageeinfluss nahezu vernachlässigt werden. Allerdings ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen, wie sie beispielsweise im Leerlauf auftreten, insbesondere im abgeregelten Zustand des Verdichters und bei hohen Drücken ein signifikanter Einfluss des Leckagekoeffizienten auf den Liefergrad, der bei Werten von bis zu $\pm 30\%$ liegen kann. Dieses Verhalten muss insbesondere bei der Auslegung der Kolbenringe berücksichtigt werden. Allerdings werden sich bei der Simulation im Teillastbereich auch die größten Unsicherheiten ergeben, wenn der Leckagekoeffizient nicht entsprechend genau bestimmt werden kann.

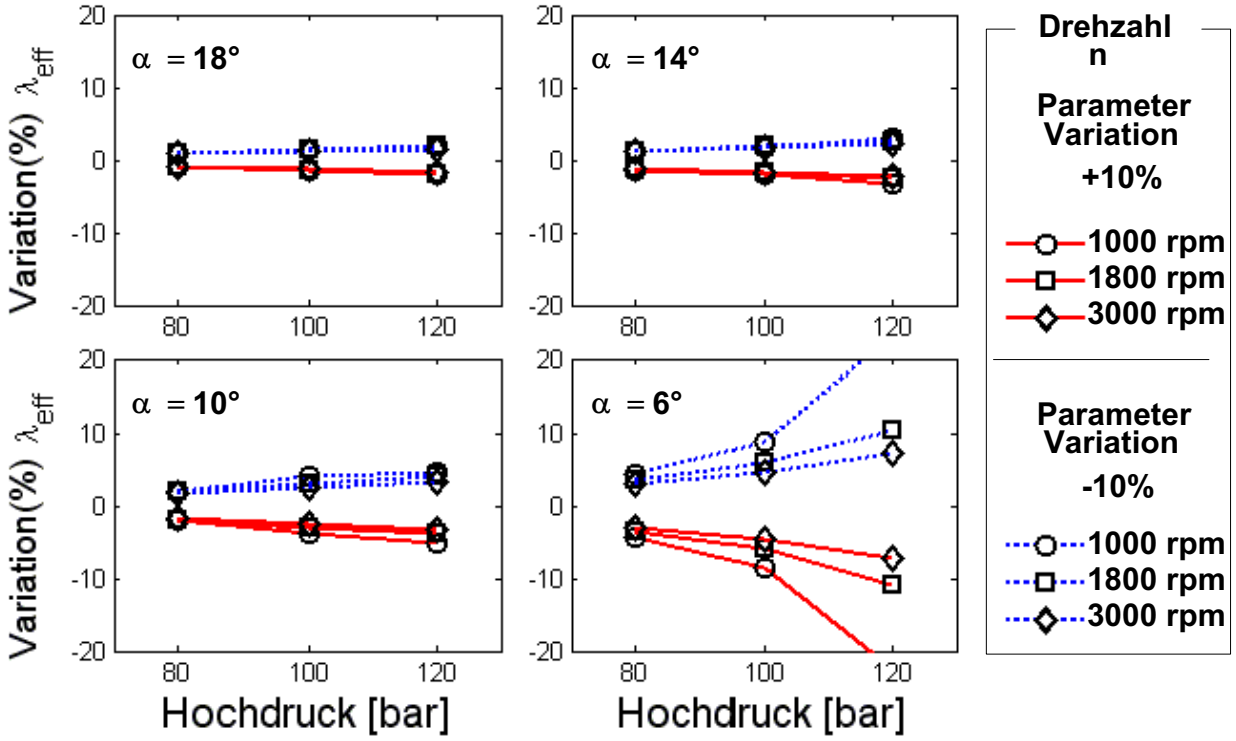


Abbildung 5.7: *Einfluss des Parameters V_{Tot} auf den Liefergrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

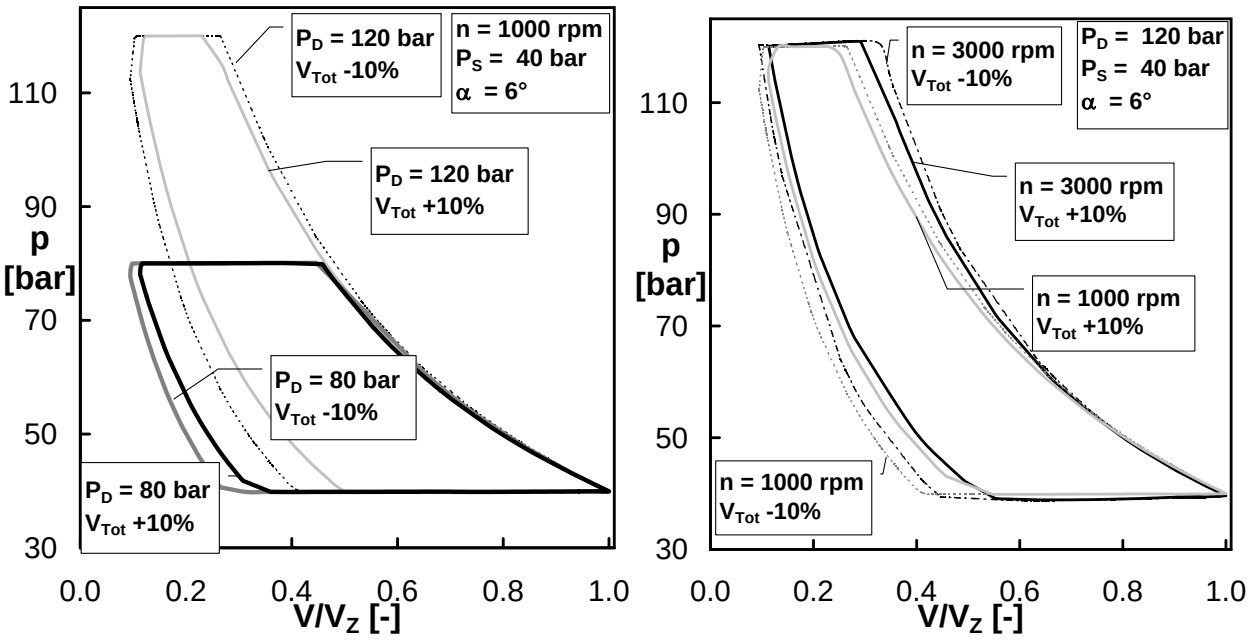


Abbildung 5.8: *Indikatordiagramme mit Einfluss des Parameters „Totvolumen“ V_{Tot}: links (n=1000rpm, p_S=40 bar, α =6°) und rechts (p_D = 120 bar, p_S=40 bar, α =6°).*

Sensitivität des Liefergrades bei Variation des Totvolumens V_{Tot}

Der Einfluss des Totvolumens V_{tot} auf den Liefergrad λ_{eff} ist in Abb. 5.7 visualisiert. Eine große Empfindlichkeit ergibt sich vor allem im abgeregelten Betriebszustand bei großen Hochdrücken. Dies hängt mit dem Einfluss der Kolbenring-Leckage zusammen, die für diese Betriebszustände aufgrund des verhältnismäßig geringen Gesamtmassenstroms eine wichtige Rolle spielt. Die Richtung der Sensitivität ist invers, d.h. eine Vergrößerung des Totvolumens führt immer zu einer Reduktion des Liefergrades. Außerdem ergibt sich ein nahezu symmetrischer Kurvenverlauf. Dieses Verhalten erklärt sich mit Hilfe von Gl. 5.10:

$$\lambda_{eff} = [1 - \frac{V_{Tot}}{V_{Hub}} \cdot (\Pi^{\frac{1}{\gamma}} - 1)] \cdot \lambda_{rest} \cdot \lambda_{Leckage} \quad . \tag{5.10}$$

Das Totvolumen wirkt sich in erster Linie auf die Rückexpansion aus, die direkt zu einer Reduktion des indizierten Liefergrades führt. Die Verluste durch Rückexpansion können über den indizierten Liefergrad direkt aus den Indikatordiagrammen in Abb. 5.8 graphisch abgelesen werden. Für hohe Druckverhältnisse ergibt sich für große Hubvolumina entsprechend nach Gl. 5.10 auch ein größerer Verlust. Bei stark abgeregelten Betriebszuständen führt eine Veränderung des Totvolumens zu einer besonders starken Änderung des rel. Totvolumens, da das Totvolumen im Verhältnis zum Hubvolumen einen immer größeren Anteil einnimmt (siehe Abb. 5.9). Dadurch ergibt sich bei kleinen Hüben ein überproportionaler Einfluss des Totvolumens. Zusätzlich ergibt sich für diesen Fall auch eine signifikante Abhängigkeit von der Drehzahl, die mit der Kolbenringleckage zusammenhängt. Mit zunehmenden rel. Totvolumen wird ein immer größerer Anteil des verdichteten Kältemittels nicht mehr nur durch das Druckventil ausgeschoben, sondern verbleibt im Kolbenraum und wird rückexpandiert und nach dem Ansaugprozess erneut verdichtet. Dadurch zirkuliert ein gewisser Anteil des Kältemittels im Verdichter und trägt nicht zum Gesamtmassenstrom bei. Die Kältemittelleckage hängt dagegen in erster Näherung nur von Druckverhältnis und Drehzahl ab. D.h. bei konstanter Drehzahl und Druckverhältnis ergibt sich ungefähr immer der gleiche Leckmassenstrom. Wird jetzt das Totvolumen variiert, so nimmt der geförderte

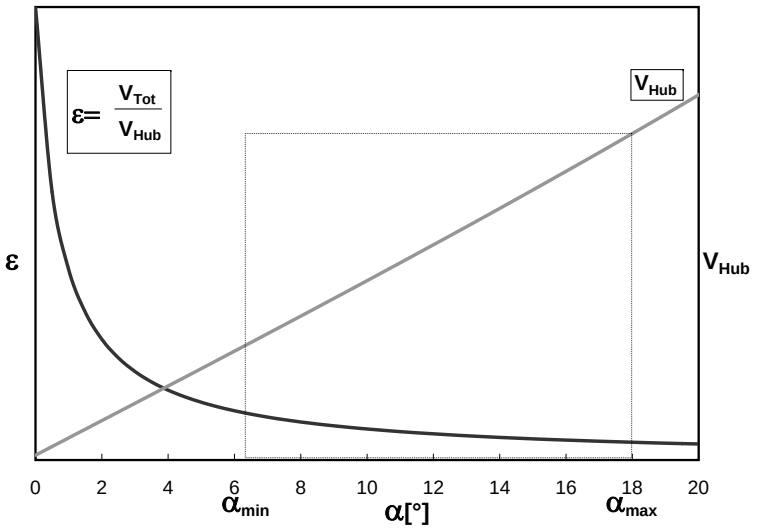


Abbildung 5.9: *Darstellung des relativen Schadraums ε und des Hubvolumens V_{Hub} in Abhängigkeit vom Schwenkscheibenwinkel α.*

Gesamtmassenstrom zu bzw. ab, so dass das Verhältnis zwischen näherungsweise konstantem Leckagemassenstrom und dem geförderten Massenstrom ebenfalls variiert. Erreicht der Leckagemassenstrom bei kleinen Hüben die Größenordnung des Gesamtmassenstroms, so hat eine kleine Variation des Totvolumens einen starken Einfluss auf den Liefergrad von mehr als ±20%.

Insgesamt führt eine Variation des Totvolumens bei großen Hüben und Druckverhältnissen zu einer Änderung des Liefergrades um weniger als ±5%, die auf Rückexpansionsverluste zurückzuführen ist. Bei kleinen Hüben ergeben sich zusätzlich vom Totvolumen abhängige Verluste durch Kolbenringleckage, die bei kleinen Drehzahlen Werte von ±25% erreichen können.

5.1.4 Sensitivität des effektiven isentropen Gütegrades

Die quantitative Analyse der rel. Sensitivitäten für den isentropen Gütegrades ergibt für die vier Teilmodelle folgende Wertebereiche – je nach Schwenkwinkel der Scheibe:

- geometrische Parameter der Gruppe „Räume“: 9%(18°)–80%(6°);
- geometrische Parameter der Gruppe „Ventile“: 3.5%(6°)–21%(18°);
- thermische Parameter: 0.17%(14°)–1.1%(6°) und
- Reibungsparameter: 1.12%(18°)–4.5%(6°).

Ähnlich wie beim Liefergrad ist der Gütegrad offensichtlich am empfindlichsten auf die Veränderung derjenigen Geometrieparameter, die die Räume bzw. Kammern und die Ventile beschreiben. Einen geringeren Einfluss haben die thermischen- und Reibungsparameter.
Im Folgenden werden die Sensitivitäten hinsichtlich des Saug- und Druckventil-Koeffizienten K_{SV} bzw. K_{DV}, des Reibungskoeffizienten zwischen Kolben und Schwenkscheibe μ_{KS}, des Zylinderdurchmessers D_Z und des Teilkreisradius R_{TK} näher betrachtet.

Sensitivität des eff. Gütegrades bei Variation des Saugventilkoeffizienten K_{SV}

Nach Abb. 5.10 ergibt sich für die Variation des Saugventil-Koeffizienten ein ähnlicher Verlauf der rel. Sensitivität wie beim Liefergrad mit dem wesentlichen Unterschied, dass beim Gütegrad auch der Hochdruck einen Einfluss hat. Außerdem ist die Sensitivität um den Faktor 3 bis 4 höher als beim Liefergrad.
Wie beim Liefergrad zeigt es sich, dass eine Vergrößerung von K_{SV} zu einer Vergrößerung des Gütegrades führt, d.h. die Richtung der Sensitivität ist normal. Dies hängt damit zusammen, dass entsprechend nach Gl. 5.6 der Druckverlust und damit die Verlustflächen auf der Saugseite des Indikatordiagramms (siehe Abb. 5.4) linear vom Saugventil-Koeffizienten abhängen. Ähnlich wie beim Liefergrad kann auch eine leichte Asymmetrie der Kurven festgestellt werden, die aufgrund der Nichtlinearität der Benoulligleichung auftritt.
Der effektiver Gütegrad berechnet sich folgendermaßen:

$$\eta_{eff} = \frac{P_{isen}}{P_{eff}} = \frac{P_{isen}}{P_{isen} + P_{SV} + P_{DV} + P_R + P_{Rest}} \quad , \tag{5.11}$$

mit der isentropen Vergleichsleistung (siehe Gl. 4.6), der Reibleistung P_R und der Ventilverlustleistungen P_{SV} und P_{DV}. Die Ventilverlustleistungen können als Flächen im Indikatordiagramm

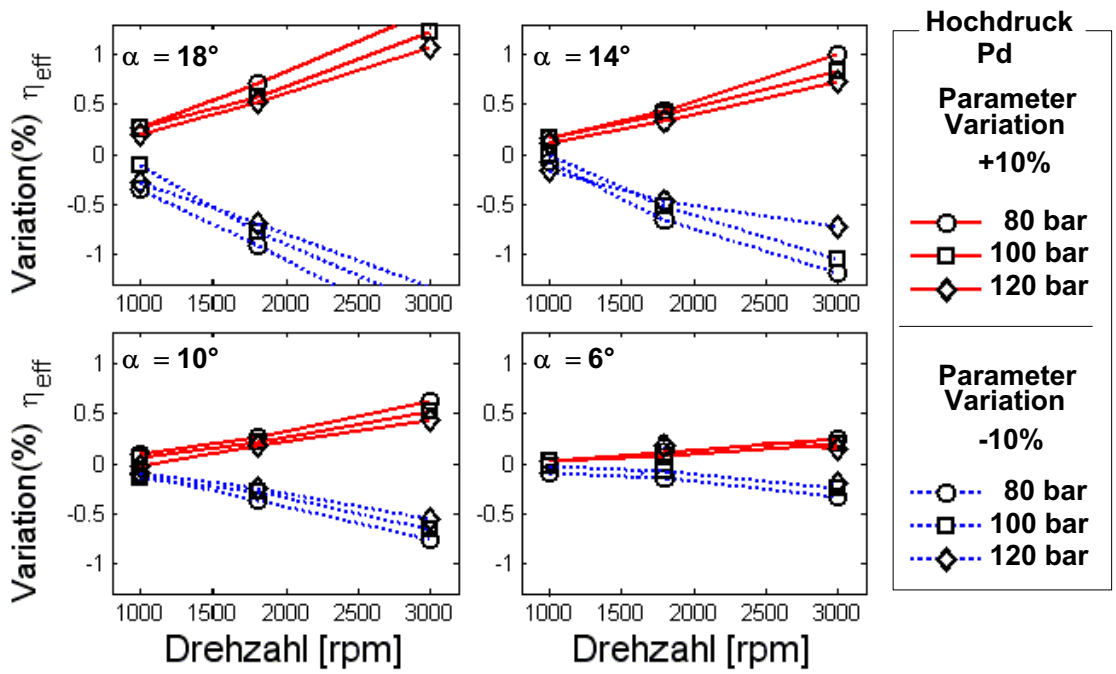


Abbildung 5.10: *Einfluss des Parameters „Saugventil-Koeffizient“ K_{SV} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

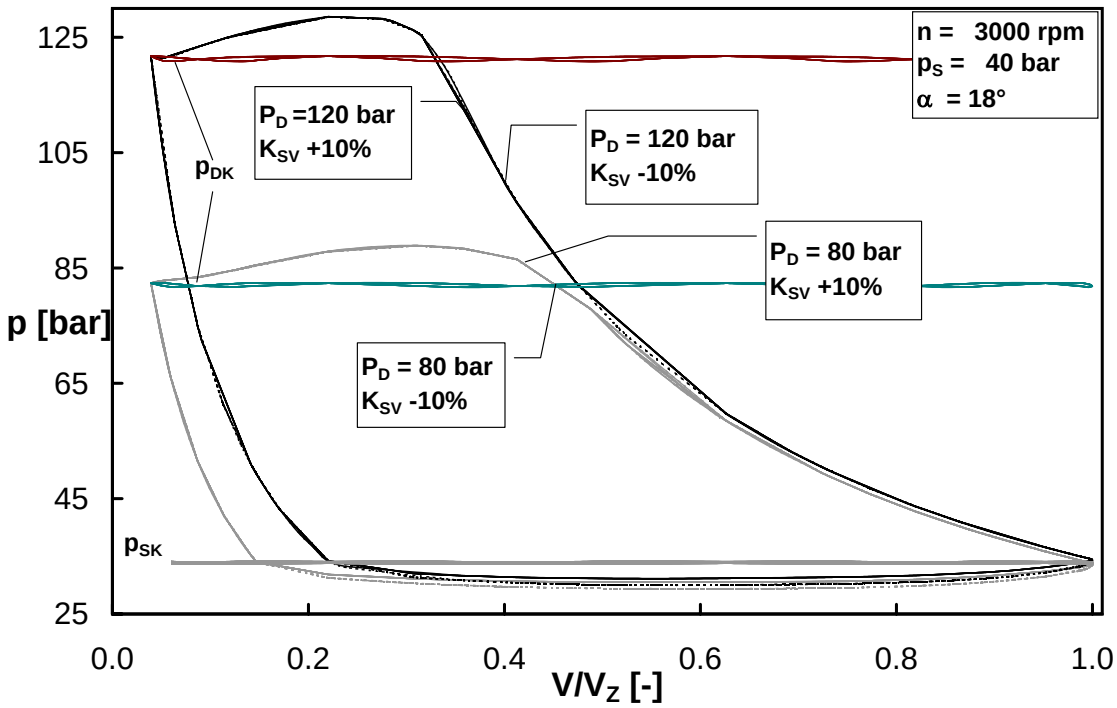


Abbildung 5.11: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Saugventil-Koeffizient“ K_{SV} (n= 3000 rpm, p_S= 40 bar, α = 18°).*

interpretiert werden. Ein wesentlicher Unterschied zum Liefergrad ist daher die Betrachtung von Flächenverhältnissen im Gegensatz zu mittleren Ansaugdichten, die beim Liefergrad eine wesentliche Rolle spielen.
Eine Vergrößerung des Saugventilkoeffizienten führt dazu, dass der Druckabfall im Saugventil verkleinert wird, so dass zum einen das Gas bei einem höheren Druck bzw. bei einer höheren Dichte angesaugt werden kann. Dadurch steigt der Liefergrad bzw. der Massenstrom wie im letzten Abschnitt bereits diskutiert wurde. Außerdem reduziert sich entsprechend die Verlustfläche beim Ansaugen (siehe Abb. 5.3) und der Gütegrad vergrößert sich. Durch den leicht vergrößerten Massenstrom ergeben sich im Druckventil empfindlich größere Druckverluste, die aber insgesamt in Bezug auf den Gütegrad kaum ins Gewicht fallen.

Die Druckverlustflächen nehmen mit der Drehzahl deutlich zu, während die Fläche des übrigen Indikatordiagramms nahzu identisch ist. Daher nimmt die Empfindlichkeit mit der Drehzahl ebenfalls zu.
Im Gegensatz zum Liefergrad hängt die rel. Sensitivität des Gütegrades bei Variation von K_{SV} auch vom Hochdruck ab: je höher der Hochdruck, desto niedriger ist die Empfindlichkeit. Dies hängt damit zusammen, dass mit steigendem Hochdruck der Massenstrom durch die Ventile sinkt. Daher ergeben sich nach der Bernoulligleichung geringere Druckabfälle (siehe Abb. 5.4).

Insgesamt ergibt sich hinsichtlich der Abhängigkeiten ein ähnlicher Verlauf wie beim Liefergrad, wobei die Sensitivitäten einen etwa 3-4 fach höheren Wert erreichen und anders als beim Liefergrad noch eine deutliche Hochdruckabhängigkeit aufweisen.

Sensitivität des eff. Gütegrades bei Variation des Druckventilkoeffizienten K_{DV}

Die Abhängigkeit der Sensitivität des isentropen Gütegrades vom Druckventilkoeffizienten K_{DV} (siehe Abb. 5.12) ist ähnlich wie beim Saugventilkoeffizienten und es ergibt sich auch eine Abhängigkeit vom Hochdruck. Die Richtung der Sensitivität ist wie beim Saugventilkoeffizienten normal und nimmt mit steigender Drehzahl und steigendem Scheibenwinkel zu. Es ergeben sich allerdings folgende Unterschiede:

- stärkere Asymmetrie,
- 3-fach niedrigere Sensitivität,
- geringere Drehzahlabhängigkeit und
- der Einfluss des Scheibenwinkels ist geringer.

Die Sensititvität des effektiven Gütegrades hängt wesentlich von der Ventilverlustfläche im Indikatordiagramm ab (siehe Abb. 5.13). Dabei muss in diesem Fall nur die Verlustfläche im Druckventil betrachtet werden. Die Asymmetrie ergibt sich durch die Bernoulligleichung:

$$\dot{m}_{CO_2} \approx K_{DV} \cdot \sqrt{\varrho_Z \cdot (P_Z - P_{DK})} \quad . \tag{5.12}$$

Entscheidend für den drehzahlabhängigen Verlauf der Sensitivität ist der jeweilige Arbeitspunkt im Massenstrom/Druckabfall-Diagramm (siehe Abb. 5.4), der durch die Ventilauslegung des Nominalwertes vorgegeben wird.

Für kleine Drehzahlen (siehe Abb. 5.13 rechts) ergibt sich aufgrund der geringen Massenströme nach der Bernoulligleichung ein Arbeitspunkt sehr weit links wodurch sich nur geringe Druckverluständerungen ergeben. Für große Massenströme im Nominalpunkt, die sich bei hohen Drehzahlen ergeben, liegt der Arbeitspunkt weiter rechts, wodurch sich wesentlich größere Druckverluständerungen ergeben, die einen deutlichen Einfluss auf den Gütegrad haben.
Für höhere Hochdrücke (siehe Abb. 5.13 links) ergeben sich zum einen niedrigerer Massenströme und zum anderen steigt die insentrope Verdichtungsleistung an. D.h. die Gesamtfläche des Indikatordiagramms ohne Ventilverlustfläche wird größer. Die Ventilverlustflächen nehmen aufgrund des niedrigeren Massenstrom ab und haben aufgrund der größeren Fläche des Indikatordiagramms einen geringeren Anteil an der Gesamtfläche. Daher nimmt die Sensitivität des Gütegrades mit steigendem Hochdruck ab.
Insgesamt ergibt sich eine ähnliche Abhängigkeit wie vom Saugventilkoeffizientn, nur mit stärker ausgeprägter Asymmetrie, 3-fach niedrigerer Sensitivität, einer geringeren Drehzahlabhängigkeit und einem geringeren Einfluss des Scheibenwinkels.

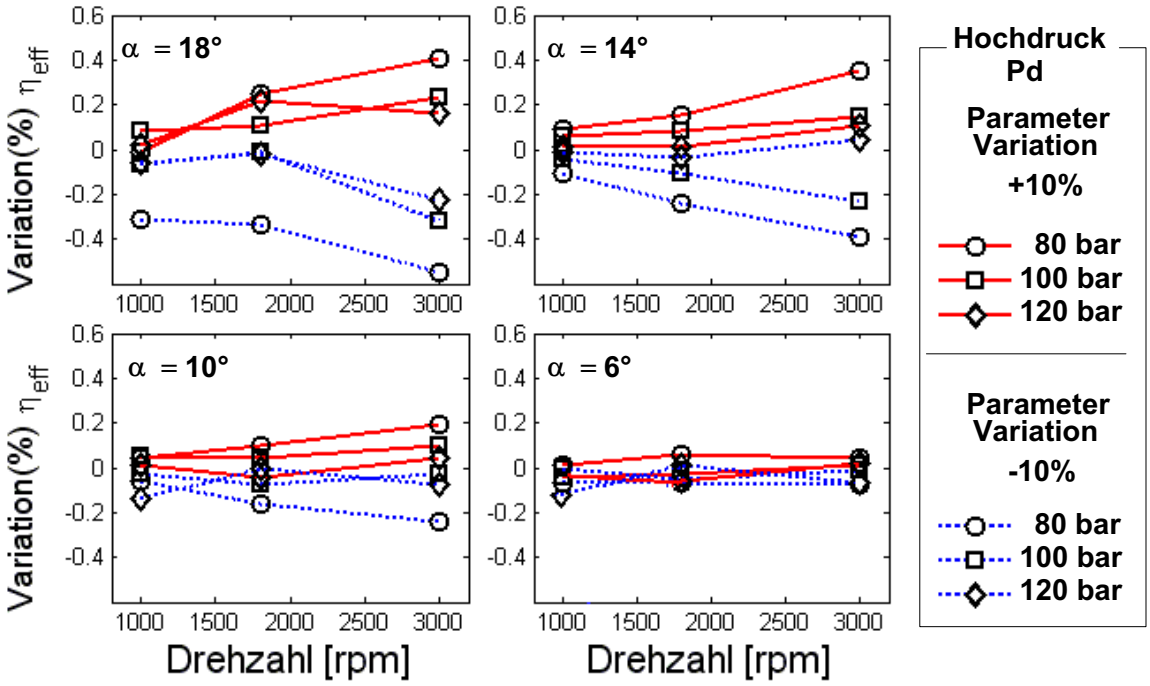


Abbildung 5.12: *Einfluss des Parameters „Druckventil-Koeffizient“ K_{DV} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

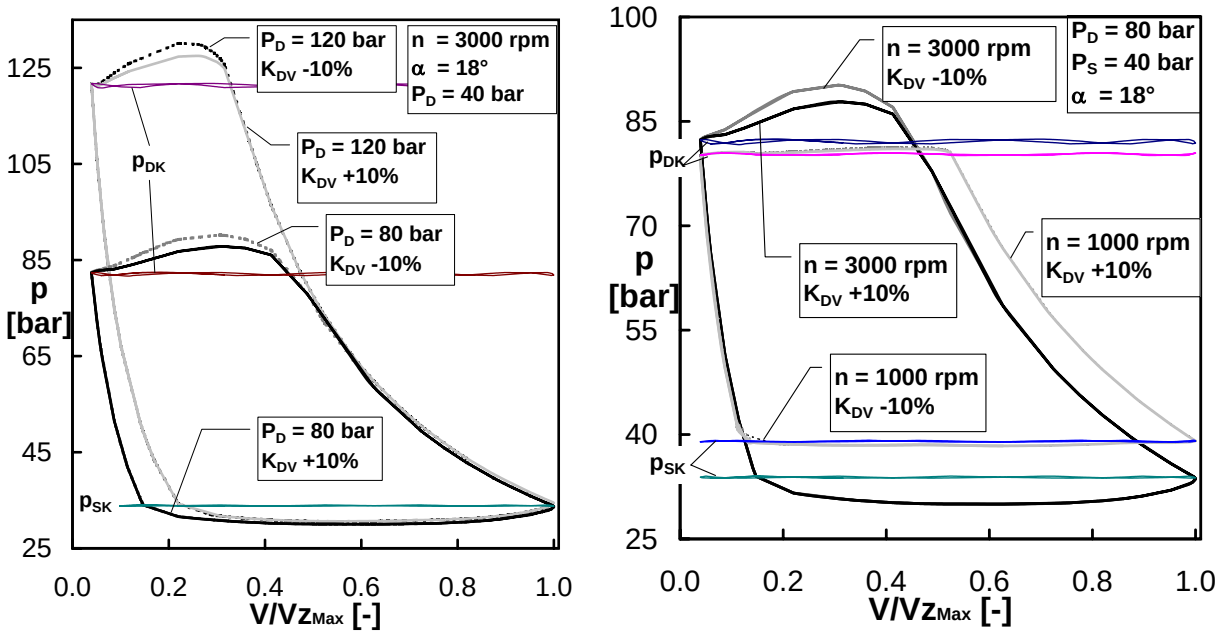


Abbildung 5.13: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Druckventil-Koeffizient“ K_{DV}* links (n=3000 *rpm*, p_S=40 *bar*, α =18°) rechts(p_D= 80 bar, p_S= 40 bar, α=18°).

Sensitivität des eff. Gütegrades bei Variation des Zylinderdurchmessers D_Z

Die Variation des Zylinderdurchmessers führt zu einer signifikanten Veränderung des isentropen Gütegrades, wie aus Abb. 5.14 ersichtlich ist. Die Richtung der Sensitivität kann für diese Variation in Abhängigkeit vom Betriebszustand sowohl normal als auch invers sein. Für Vollhub ergibt sich eine vollständige Symmetrie, während im Teilhubbereich ein asymmetrischer Verlauf der Sensitivität beobachtet werden kann. Es ergibt sich sowohl eine Abhängigkeit vom Scheibenwinkel als auch von der Drehzahl sowie vom Hub.
Die Ventilflächen, die Kammergeometrien sowie das absolute Totvolumen bleiben bei dieser Variation konstant. In der Modellierung wird ein konstanter Leckagespalt vorgegeben, obwohl sich durch den veränderten Kolbendurchmesser in der Realität ein entsprechend veränderter Leckagespalt ergibt. Mit dem Zylinderdurchmesser verändert sich das Hubvolumen folgendermaßen:

$$V_{Hub} = V_{Tot} + 2 \cdot \pi \cdot D_z^2 \cdot R_{TK} \cdot \tan(\alpha) \quad . \tag{5.13}$$

Die hohe Sensitivität hängt damit zusammen, dass das Huvolumen quadratisch vom Zylinderdurchmesser abhängt. Mit dem Hubvolumen verändert sich der durchgesetzte Massenstrom auch entsprechend stark. Bei gleich großen Ventilquerschnitten ergeben sich dementsprechend insbesondere bei großen Hüben und Drehzahlen merklich veränderte Ventilverluste, wie im Indikatordiagramm (siehe Abb. 5.15) beobachtet werden kann.

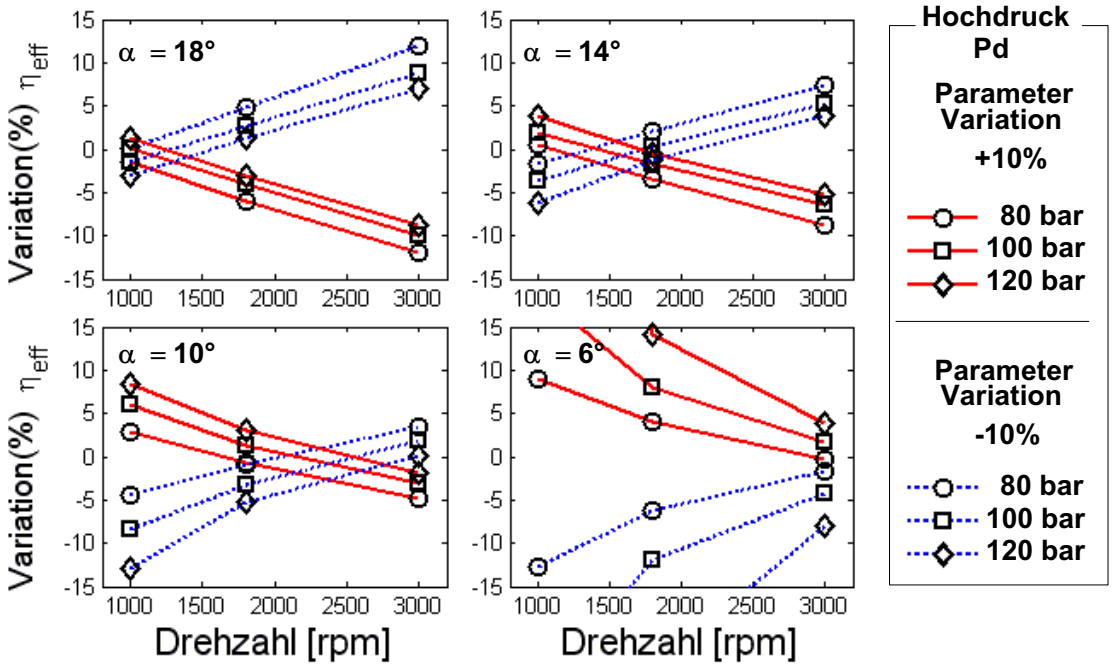


Abbildung 5.14: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

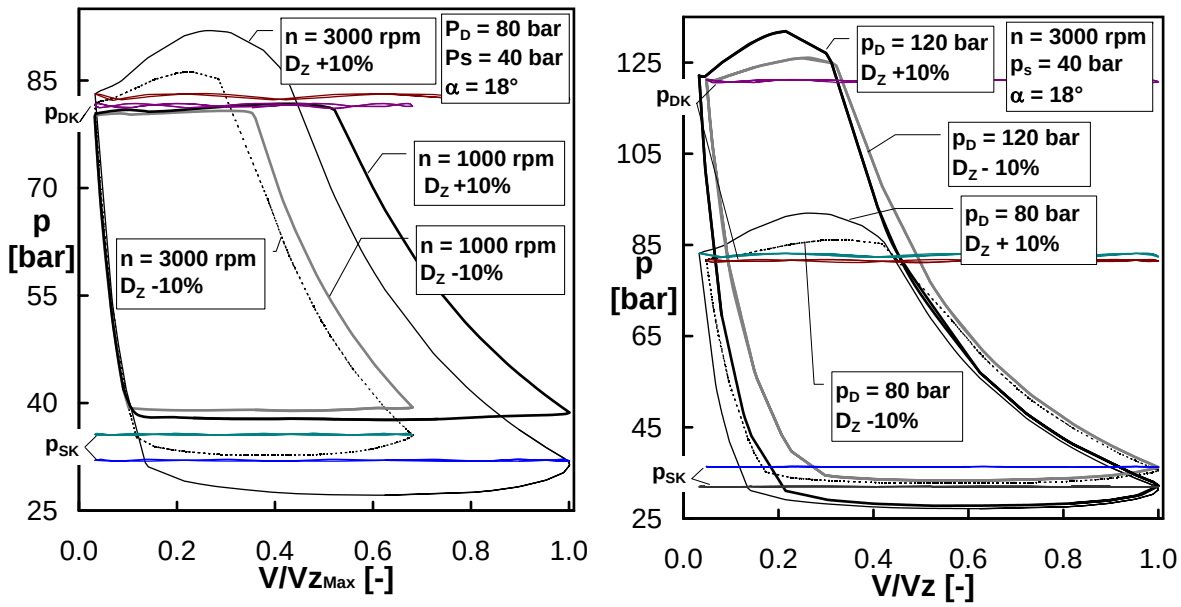


Abbildung 5.15: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z links aufgetragen über dem maximalen Hubvolumen für +10% bei (p_D=80 bar, p_S=40 bar, n=1000 rpm) rechts aufgetragen über dem jeweils individuellen Hubvolumen bei (p_D=80 bar, p_S=40 bar, α =18°).*

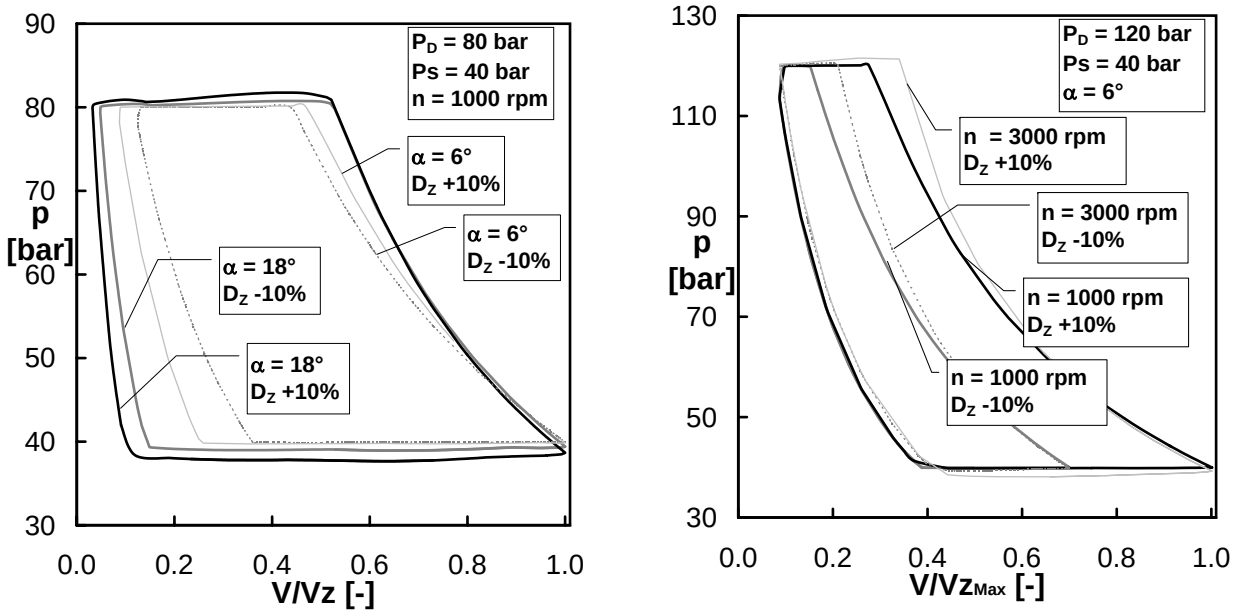


Abbildung 5.16: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z links aufgetragen über dem jeweils individuellen Hubvolumen für +10% bei (p_D=80 bar, p_S=40 bar, n=1000rpm) rechts aufgetragen über dem maximalen Hubvolumen bei (p_D=80 bar, p_S=40 bar, α =18°).*

Z.B. führt eine Vergrößerung des Zylinderdurchmessers bei Vollhub und hoher Drehzahl zu einer deutlichen Verschlechterung des Gütegrades. Dafür wird aber mehr Massenstrom gefördert. Weiterhin tritt eine deutliche Hochdruckabhängigkeit auf, die unter anderem mit der Veränderung des relativen Totvolumens zusammenhängt:

$$\epsilon = \frac{V_{Tot}}{V_{Hub}} \tag{5.14}$$

Durch die Vergrößerung des Hubvolumens reduziert sich dementsprechend das relative Hubvolumen.
Die Reduktion des Gütegrades bei hohen Drehzahlen und vergrößertem Durchmesser ist umso stärker, desto niedriger der Hochdruck ist, da der geförderte Massenstrom aufgrund der Rückexpansionsverluste auch vom Hochdruck abhängt. Durch die Rückexpansionsverluste reduziert sich zu höheren Hochdrücken hin der geförderte Massenstrom, so dass die Ventilverluste entsprechend kleiner werden. Dadurch fällt die Abnahme des Gütegrades bei hohen Druckverhältnissen durch die Vergrößerung des Zylinderdurchmessers entsprechend geringer aus.
Mit abnehmenden Hub und Drehzahl treten die Ventilverluste in den Hintergrund und es müssen weitere Effekte berücksichtigt werden, die nun im Vordergrund stehen (siehe Abb. 5.16). Dies sind zum einen die Rückexpansionsverluste und die Leckage, die im Folgenden diskutiert werden. Im Teilhubbereich kehren sich die Abhängigkeiten bei der Veränderung des Zylinderdurchmessers um: eine Vergrößerung des Zylinderdurchmessers führt bei kleinen Hüben schließlich zu einer Verbesserung des Gütegrades, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen und hohen Druckverhältnissen. Durch die Vergrößerung des Hubvolumens steigt der geförderte Massenstrom und das relative Totvolumen reduziert sich. Der Leckagemassenstrom bleibt davon unberührt, so dass relative Anteil des Leckagemassenstroms kleiner wird. Dadurch folgt eine Verbesserung des Gütegrades insbesondere bei kleinen Drehzahlen und großen Druckverhältnissen.

Insgesamt führt eine Vergrößerung des Zylinderdurchmessers bei großen Massenströmen, die insbesondere bei hohen Drehzahlen und Vollhub auftreten, zu einem signifikant schlechteren Gütegrad von bis zu $\pm 10\%$. Der rel. Schadraum nimmt bei einer Vergrößerung des Hubvolumens ab, so dass bei hohen Druckverhältnissen die Abnahme weniger stark ausgeprägt ist. Für den Konstrukteur bedeutet diese Aussage, dass bei einer Vergrößerung des Zylinderdurchmessers auch eine Vergrößerung der Ventilflächen erforderlich ist, um den Verdichter bei ähnlichen Wirkungsgraden betreiben zu können. Im Teillastbereich ergeben sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen aufgrund des geringeren Einflusses von Leckage- und Rückexpansionsverlusten bedeutend höhere Wirkungsgrade um mehr als $\pm 25\%$.

Sensitivität des eff. Gütegrades bei Variation des Teilkreisradius R_{TK}

Während bei Variation des Zylinderdurchmessers das Hubvolumen quadratisch nach Gl. 5.13 zu- oder abnimmt, ergibt sich bei der Variation von R_{TK} eine lineare Abhängigkeit des Hubvolumens, weil sich mit dem Teilkreisradius der Kolbenhub entsprechend verändert.
Prinzipiell ergeben sich ganz ähnliche Sensitivitäten von den beiden Parametern, wie der Vergleich von Abb. 5.17 und Abb. 5.14 zeigt, wobei die quantitativen Werte der Sensitivität beim Teilkreisradius aufgrund der linearen Abhängigkeit etwas geringer sind.

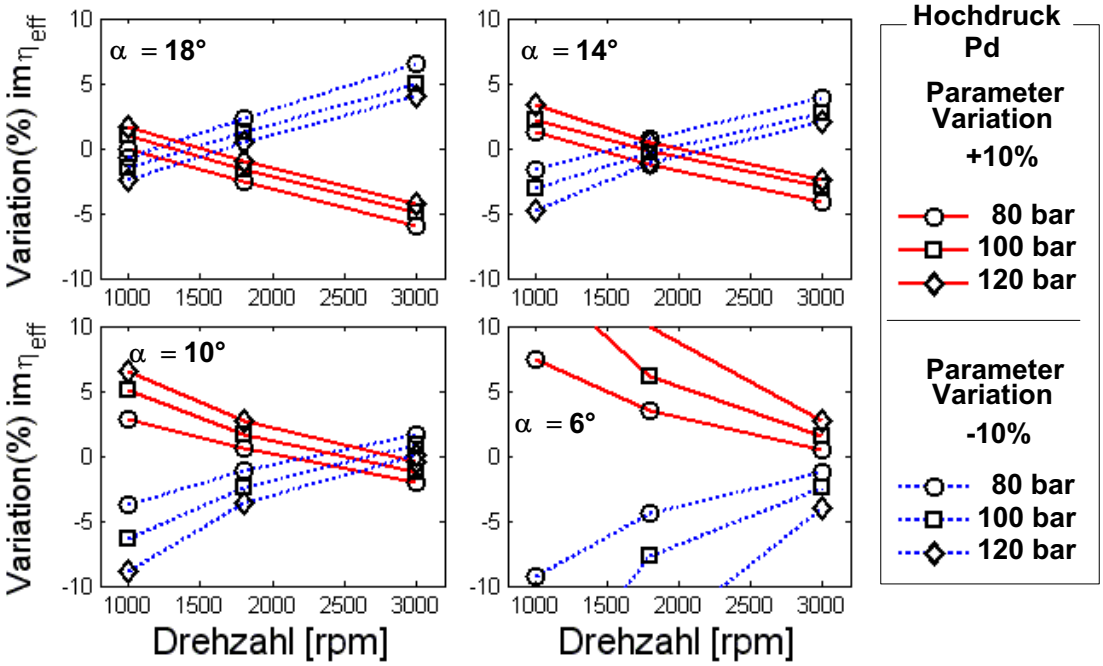


Abbildung 5.17: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

5.1.5 Sensitivität des mechanischen Wirkungsgrades

Die quantitative Analyse der rel. Sensitivitäten für den mechanischen Gütegrad ergibt für die vier Teilmodelle folgende Wertebereiche – je nach Schwenkwinkel der Scheibe:

- geometrische Parameter der Gruppe „Räume„: 1.15%(18°)–8.5%(6°),
- geometrische Parameter der Gruppe „Ventile„: 0.45%(18°)–1.2%(6°),
- thermische Parameter: 0.17%(18°)–0.23%(6°) und
- Reibungsparameter: 1.14%(18°)–3.4%(6°).

Im Gegensatz zum Liefer- und Gütegrad ist die Empfindlichkeit des mechanischen Gütegrades von den geometrischen Pamameter wesentlich geringer, während sich bei den thermischen Parametern und Reibungsparametern eine ähnliche Größenordnung ergibt.
Im Folgenden werden die Sensitivitäten hinsichtlich des Rebungskoeffizienten zwischen Kolben und Schwenkscheibe μ_{KS}, des Zylinderdurchmessers D_Z und des Teilkreisradius R_{TK} näher betrachtet.

Sensitivität des mech. Wirkungsgrades bei Variation des Reibungskoef. μ_{KS}

μ_{KS} ist der Reibungskoeffizient, der die Reibung zwischen Kolben und Schwenkscheibe beschreibt. Damit ist insbesondere diejenige Reibung berücksichtigt, die zwischen den Gleitsteinen und der Scheibe bzw. den Kolben entsteht. Der Verlauf der rel. Sensitivität des Gütegrades

bei Variation von μ_{KS} ist in Abb. 5.18 über dem Hochdruck für verschiedene Drehzahlen und Scheibenwinkel dargestellt.
Darin zeigt es sich, dass sich im Wesentlichen ein symmetrischer Verlauf ergibt und die Richtung der Sensitivität invers ist, da eine Vergößerung des Parameters μ_{KS} zu einer Verkleinerung des mechanischen Wirkungsgrades führt. Dies ist plausibel, da eine Zunahme der Reibleistung bei unverändertem Indikatordiagramm zu einer Zunahme der effektiven Leistung bei konstanter indizierter Leistung führt (siehe Gl. 5.15). Die indizierte Leistung kann aus den Indikatordiagrammen in Abb. 5.19 bestimmt werden. Darin zeigt sich, dass die Variation von μ_{KS} keinen erkennbaren Einfluss auf die Form des Indikatordiagramms hat. Da die Fläche des Indikatordiagramms der indizierten Arbeit bzw. Leistung entspricht, bedeutet dies, dass die indizierte Leistung unabhängig von der Variation von μ_{KS} ist. Die indizierte Leistung ist dazu in Abb. 5.22 links für einen Betriebspunkt entsprechend dargestellt. Da die Reibleistung von μ_{KS} abhängt, ergibt sich für das Verhältnis von Reibleistung zu indizierter Leistung $\frac{P_R}{P_{ind}}$ die gleiche Abhängigkeit.
Die Sensitivität weist sowohl eine Abhängigkeit vom Hochdruck als auch vom Schwenkwinkel auf. Eine Drehzahlabhängigkeit liegt allerdings nicht vor. Um diese Abhängigkeiten verständlich zu machen, wird im Folgenden die quantitative Aufteilung der Reibleistung diskutiert.

Der mechanische Wirkungsgrad setzt sich folgendermaßen aus indizierter und effektiver Leistung bzw. Reibleistung zusammen:

$$\eta_{mech} = \frac{P_{ind}}{P_{eff}} = \frac{P_{ind}}{P_{ind} + P_R} = \frac{1}{1 + \frac{P_R}{P_{ind}}} \quad , \tag{5.15}$$

wobei die effektive Leistung vereinfacht als Summe von Reibleistung und indizierter Leistung bzw. als Summe von isentroper Leistung, Ventilverlustleistung im Saug- und Druckventil, Reibleistung und allen weiteren Teilleistungen, die durch Verluste in den Kammern, durch Leckage Wärmeübertragung entstehen, folgendermaßen zusammengefasst werden kann:

$$P_{eff} = P_{ind} + P_R = P_{isen} + P_{SV} + P_{DV} + P_R + P_{Rest} \quad . \tag{5.16}$$

Abb. 5.20 links zeigt folgende absolute Verdichterleistungen bei unterschiedlichen Hochdrücken und Hüben für $n = 3000\,min^{-1}$: effektive Leistung, indizierte Leistung und Reibleistung.
Die Reibleistung setzt sich aus folgenden 4 Teilleistungen, der Reibleistung zwischen Kolben und Scheibe $P_{R_{KS}}$, zwischen Kolben und Zylinderwand $P_{R_{ZK}}$, zwischen Welle und Lager $P_{R_{WL}}$ und Scheibe und Welle $P_{R_{SW}}$ zusammen:

$$P_R = P_{R_{KS}} + P_{R_{ZK}} + P_{R_{WL}} + \underbrace{P_{R_{SW}}}_{=0\,wenn\,stationär} \quad . \tag{5.17}$$

Im stationären Betrieb, wenn die Schwenkscheibe einen festen Anstellwinkel besitzt, ergibt sich keine Reibung zwischen Scheibe und Welle.
Eine quantitative Aufteilung der rel. Reibleistungen ist in Abb. 5.21 für verschiedene Betriebspunkte bei $3000\,min^{-1}$ für Voll- und Teilhub bei verschiedenen Hochdrücken dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Reibung zwischen Scheibe und Kolben den größten Anteil darstellt. Diese wird daher im folgenden Abschnitt näher betrachtet (siehe dazu Süß [1998]).

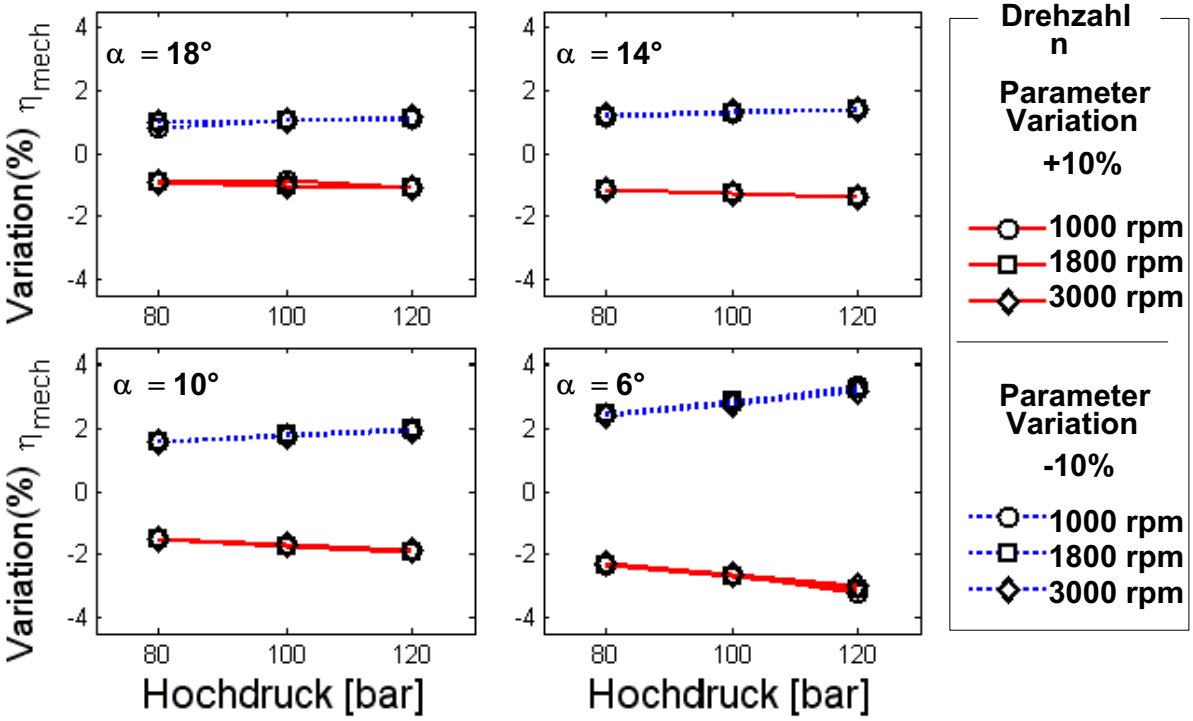


Abbildung 5.18: *Einfluss des Parameters „Reibungskoeffizient“ μ_{KS} auf den mechanischen Wirkungsgrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

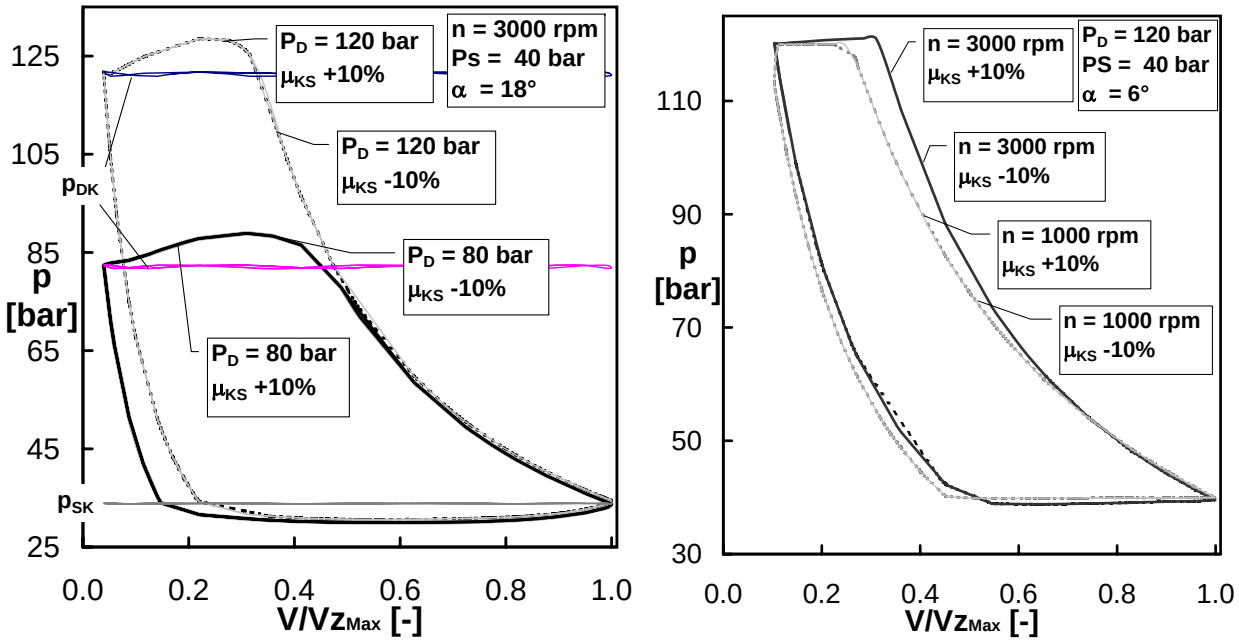


Abbildung 5.19: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Reibungskoeffizient“ μ_{KS} links (n=1000rpm, p_S=40 bar, α =6°) rechts(p_S= 120 bar, p_S=40 bar, α = 6°).*

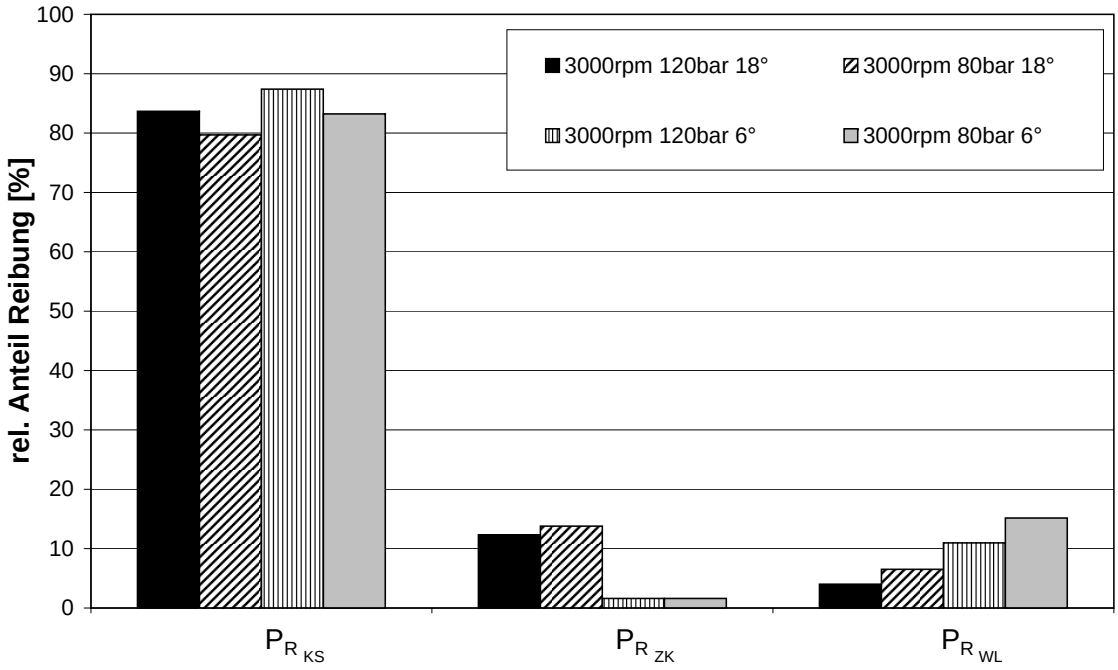


Abbildung 5.20: *Anteile der verschiedener Reibleistungen bei unterschiedlichen Hochdrücken und Hüben für* $n = 3000\,min^{-1}$ *dargestellt für den jeweiligen Nominalpunkt.*

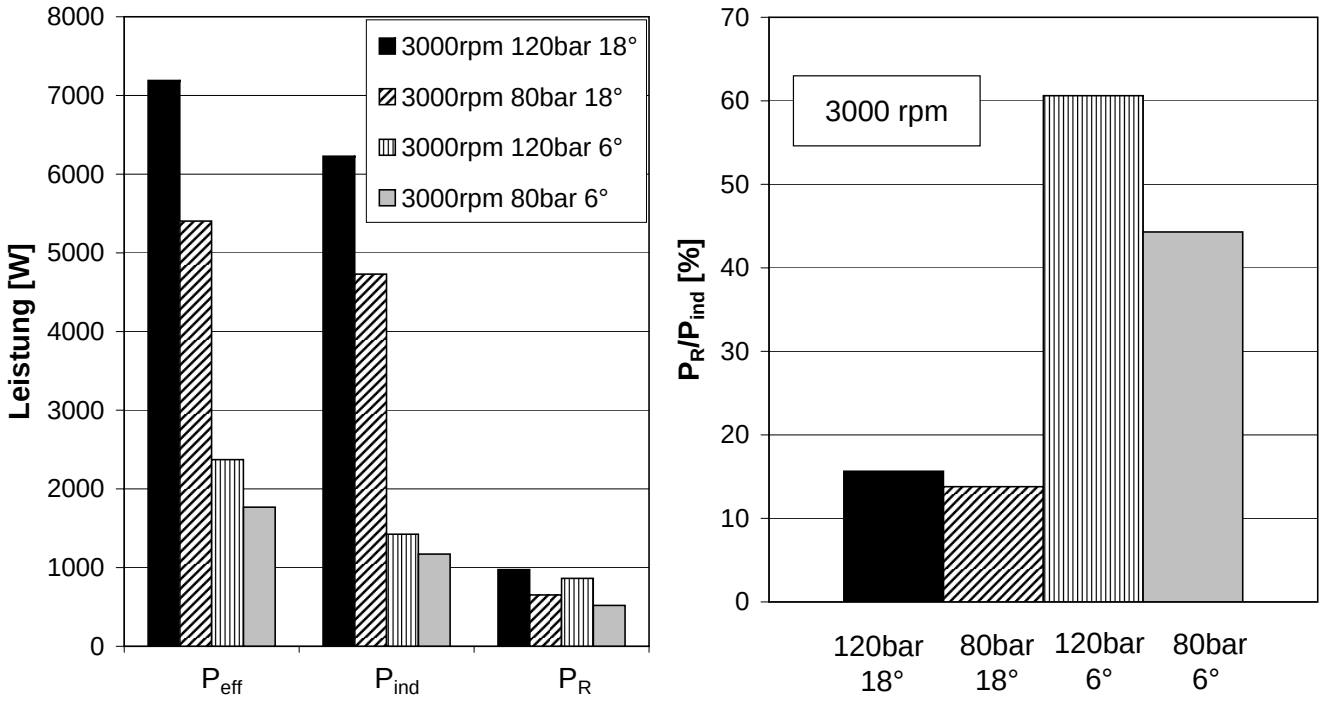


Abbildung 5.21: *Aufteilung der Leistungen im Verdichter bei unterschiedlichen Hochdrücken und Hüben für* $n = 3000\,min^{-1}$*. Links Darstellung der absoluten Leistungen und rechts Darstellung der rel. Leistung* P_R/P_{ind}*. für die jeweiligen Nominalpunkte.*

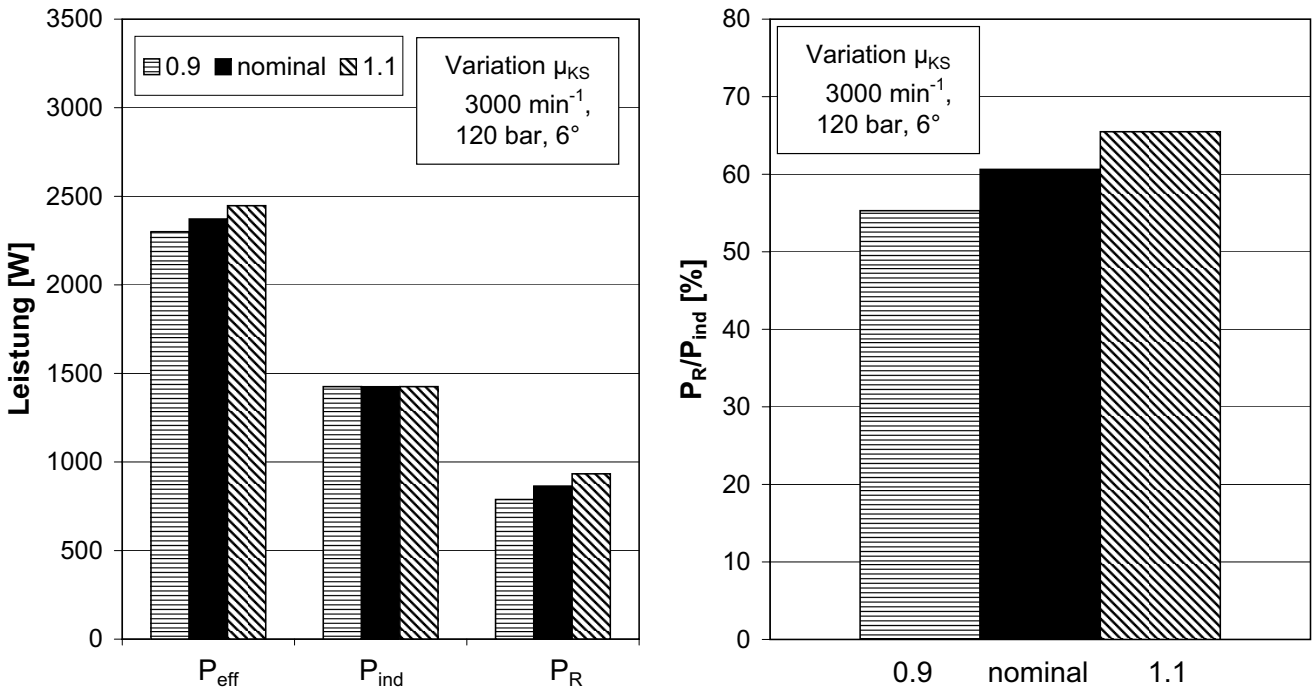


Abbildung 5.22: *Änderung der effektiven Leistung, der indizierten Leistung und der Reibleistung bei Variation des Reibungskoeffizienten μ_{KS} bei $n = 3000\,min^{-1}$, $p_d = 120\,bar$ und $\alpha = 6°$. Links Darstellung der absoluten Leistungen und rechts Darstellung der rel. Leistung $\frac{P_R}{P_{ind}}$.*

Die Reibleistung zwischen Kolben und Scheibe kann mit Hilfe von Gl. 2.76 durch Summation der Drehmomente für jeden einzelnen Kolben berechnet werden. Wird jeweils die Normalkraft auf die Scheibe betrachtet, so ergibt sich eine funktionale Beziehung zwischen Reibleistung, dem Parameter μ_{KS} und dem Anstellwinkel der Scheibe:

$$\begin{aligned} P_{R_{KS}} = 2\pi n \cdot \sum_{k=1}^{7} M_{R^{\varphi}_{KS}k} &= 2\pi n \cdot \sum_{k=1}^{7} R_{TK} \cdot F_{R^{z}_{KS}k} \cos(\alpha) \\ &\approx 2\pi n \cdot R_{TK} \cdot \mu_{KS} \cdot \sum_{k=1}^{7} F_{N^{z}_{KS}k}(\Delta p_Z, \varphi_K) \cos(\alpha) \quad . \end{aligned} \tag{5.18}$$

Die Normalkraft zwischen Kolben und Scheibe teilt sich nach Gl. 2.51 in drei Teilkräfte auf: die Kraft, die durch die Druckdifferenz zwischen Zylinderraum und Kurbelgehäuse entsteht, die Trägheitskraft aufgrund der Kolbenträgheit und der Reibungskraft zwischen Kolben und Zylinderwand, die über den Kolben an die Scheibe übertragen werden muss. Diese Aufteilung ist entsprechend in Gl. 5.19 dargestellt:

$$F_{N^{z}_{SK}} = \underbrace{F_{\triangle p_K}}_{\approx (p_Z - p_{KG}) \cdot A_Z} - \underbrace{F_{m^{z}_{K}}}_{Trägheit} - \underbrace{(F_{R^{z}_{ZK}} + F_{R^{z}_{SK}})}_{Reibung-Wand/Kolben} \quad . \tag{5.19}$$

Diese Gesetzmäßigkeiten führen zu dem oben beschriebenen symmetrischen Verlauf der Sensitivität des mechanischen Wirkungsgrades.

In Abb. 5.21 rechts ist das Verhältnis zwischen Reibleistung und indizierter Leistung für unterschiedliche Hochdrücke und Scheibenstellungen aufgetragen. Daraus geht hervor, dass der Anteil der Reibung an der indizierten Arbeit mit steigendem Hochdruck zunimmt. Dieses Verhalten ist bei abgeregeltem Verdichter ausgeprägter als bei Vollhub. Ähnlich verhält es sich beim Winkel: im abgeregelten Zustand ist bei gleichem Hochdruck der Anteil der Reibleistung ungleich höher als bei Vollhub - dieses Verhalten zeigt sich sowohl bei 80 *bar* als auch bei 120 *bar* Hochdruck. Daher ergibt sich sowohl mit steigendem Hochdruck als auch mit abnehmenden eine ansteigende Sensitivität des mechanischen Wirkungsgrades (siehe Abb. 5.18).

Insgesamt ergibt sich im abgeregelten Zustand des Verdichters eine symmetrische rel. Sensitivität zwischen 2% und 3,5%, die eine leichte Hochdruckabhängigkeit aufweist, aber nicht von der Drehzahl abhängt. Im Vollhubbetrieb liegt der Wert bei 1% und hängt weder von Drehzahl noch vom Hochdruck ab.

Sensitivität des mech. Wirkungsgrades bei Variation des Zylinderdurchmessers D_Z

Die Sensitivität des mechanischen Gütegrades vom Zylinderdurchmesser ist in Abb. 5.23 über der Drehzahl dargestellt. Die Richtung der Sensitivität ist normal, d.h. mit vergrößertem Zylinderdurchmesser ergibt sich ein höherer mechanischer Wirkungsgrad. Während sich für Vollhub ein symmetrischer Verlauf ergibt, kann im Teilhubbereich eine leichte Asymmetrie festgestellt werden. Damit ergibt sich ein grundsätzlich anderer Verlauf als bei der Sensitivität des effektiven Gütegrades vom Reibungsparameter μ_{KS} (siehe Abb. 5.18).
Zum einen steigt der geförderte Massenstrom nach Gl. 5.13 mit vergrößertem Zylinderdurchmesser aufgrund des höheren Hubvolumens an. Dadurch ergibt sich eine entsprechend größere isentrope und indizierte Leistung (siehe Abb. 5.24 links und Abb. 5.16 rechts). Die Reibleistung, die nach Abb. 5.20 von der Reibung zwischen Kolben und Schwenkscheibe dominiert wird, nimmt nach Gl. 5.18 und Gl. 5.19 in erster Näherung mit der Querschnittsfläche des Kolbens und der Druckdifferenz zwischen Zylinderraum und Kurbelgehäuse zu (siehe Abb. 5.24 links). Allerdings ist nach Abb. 5.24 rechts die Zunahme der indizierten Leistung größer als die der Reibleistung, so dass der mechanische Wirkungsgrad mit der Zunahme des Zylinderdurchmessers für nahezu alle Betriebszustände zunimmt. Im Teillastbetrieb vergrößert sich die Sensitivität, da der Einfluss durch den Totraum eine größere Rolle spielt (siehe Gl. 5.14). Der Relative Schadraum, der im Teillastbetrieb eine wesentliche Rolle spielt (siehe Abb. 5.9) verringert sich bei einer Vergrößerung des Hubvolumens. Damit vergrößert sich entsprechend die indizierte Leistung, insbesondere bei hohen Hochdrücken.
Insgesamt wird sowohl durch die Vergrößerung des Zylinderdurchmessers das Hubvolumen und damit der geförderte Kältemittelmassen vergrößert. Entsprechend vergrößert sich die indizierte Leistung signifikant. Hinsichtlich der Reibleistung ist eine Vergrößerung zu beobachten, die aber deutlich geringer ausfällt als der Gewinn an indizierter Leistung. Dadurch ergibt sich insgesamt ein günstiger mechanischer Wirkungsgrad d.h. eine Sensitivität mit normaler Richtung. Während bei Vollhub konstante Werte von 1% auftreten wobei weder eine Abhängigkeit von Druckverhältnis noch vom Hochdruck festzustellen ist, ergibt sich im abgeregelten Betrieb eine signifikante Abhängigkeit vom Hochdruck: Während sich bei kleinen Hochdrücken eine rel. Sensitivität von 3.5% ergibt liegt der Wert bei 120 *bar* Hochdruck bei etwa 5% unabhängig von der Drehzahl.
Ein ganz ähnliches qualitatives Verhalten ist bei der Abhängigkeit vom Teilkreisradius zu beobachten, die im nächsten Abschnitt erläutert wird.

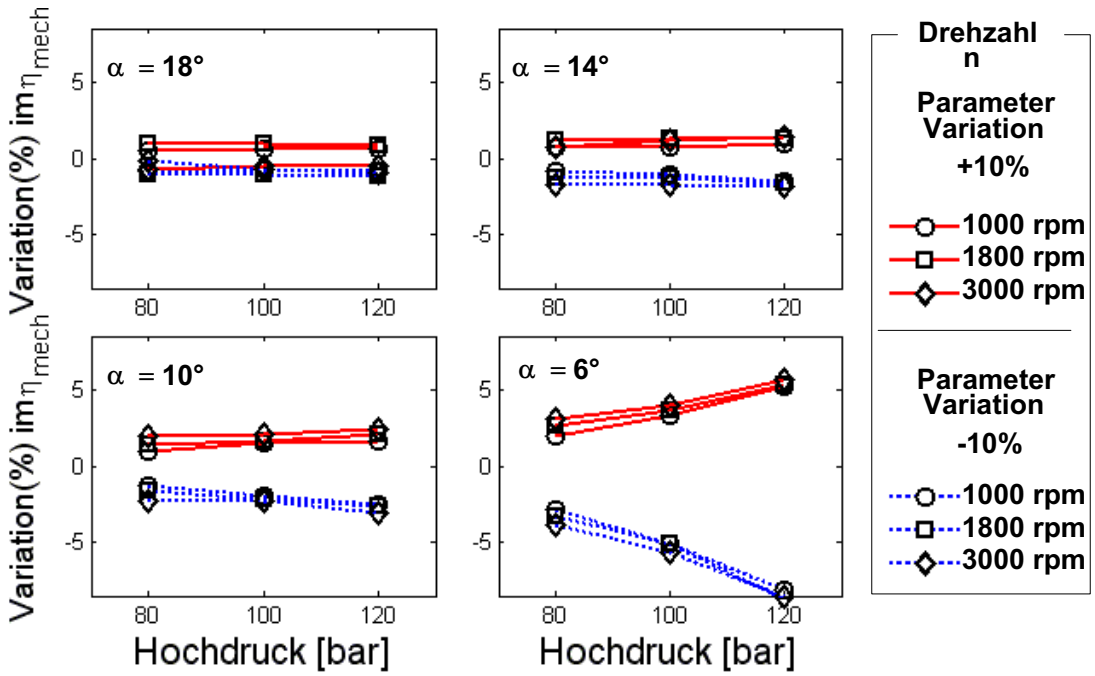


Abbildung 5.23: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z auf den mechanischen Wirkungsgrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

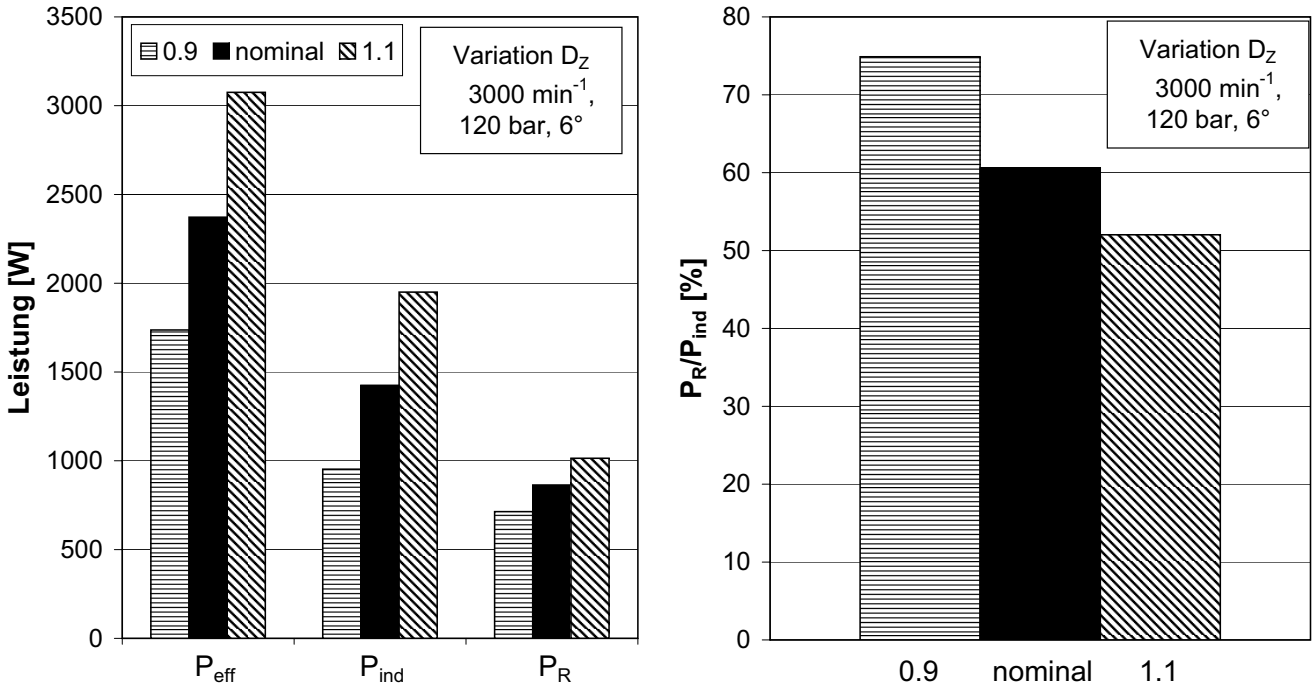


Abbildung 5.24: *Änderung der effektiven und indizierten Leistung bzw. der Reibleistung bei Variation des Zylinderdurchmessers bei $n = 3000\,min^{-1}$, $p_d = 120\,bar$ und $\alpha = 6°$.Links Darstellung der absoluten Leistungen und rechts Darstellung der rel. Leistung $\frac{P_R}{P_{ind}}$.*

Sensitivität des mech. Wirkungsgrades bei Variation des Teilkreisradius R_{TK}

Die Sensitivität des mechanischen Gütegrades vom Zylinderdurchmesser ist in Abb. 5.25 über der Drehzahl dargestellt. Dabei ergibt sich qualitativ eine Abhängigkeit, die auch bei der Variation des Zylindervolumens festzustellen ist. Allerdings treten beim Teilkreisradius etwas kleinere Sensitivitäten auf.
Das Hubvolumen hängt nach Gl. 5.13 linear vom Teilkreisradius ab und nicht quadratisch wie beim Zylinderdurchmesser. Dadurch steigt die indizierte Leistung gemäß Abb. 5.27 mit einer Zunahme von R_{TK} an, wobei die Zunahme gemäß Abb. 5.24 deutlich geringer als bei der Variation des Zylinderdurchmessers ausfällt. Diese Unterschiede werden auch in den entsprechenden Indikatordiagrammen deutlich, in dem die indizierte Leistung als Flächenunterschied interpretiert werden kann (siehe Abb. 5.16 und Abb. 5.26 jeweils rechts).
Die Reibleistung hängt nach Gl. 5.18 in erster Näherung linear vom Teilkreisradius ab. Außerdem ergibt sich eine weitere Abhängigkeit über die Normalkräfte zwischen Kolben und Scheibe nach Gl. 5.19, wobei die Druckdifferenz im Zylinderraum maßgeblich ist. Die Druckdifferenz folgt aus dem Indikatordiagramm gemäß Abb. 5.26. Beim Vergleich von Abb. 5.27 mit Abb. 5.24 zeigt sich, dass die Reibleistung weniger stark vom Teilkreisradius als vom Zylinderdurchmesser abhängt.

Insgesamt ergibt sich quantitativ ein ganz ähnlicher Verlauf der Sensitivität wie beim Zylinderdurchmesser. Allerdings fallen die Werte etwas niedriger aus als beim Zylinderdurchmesser.

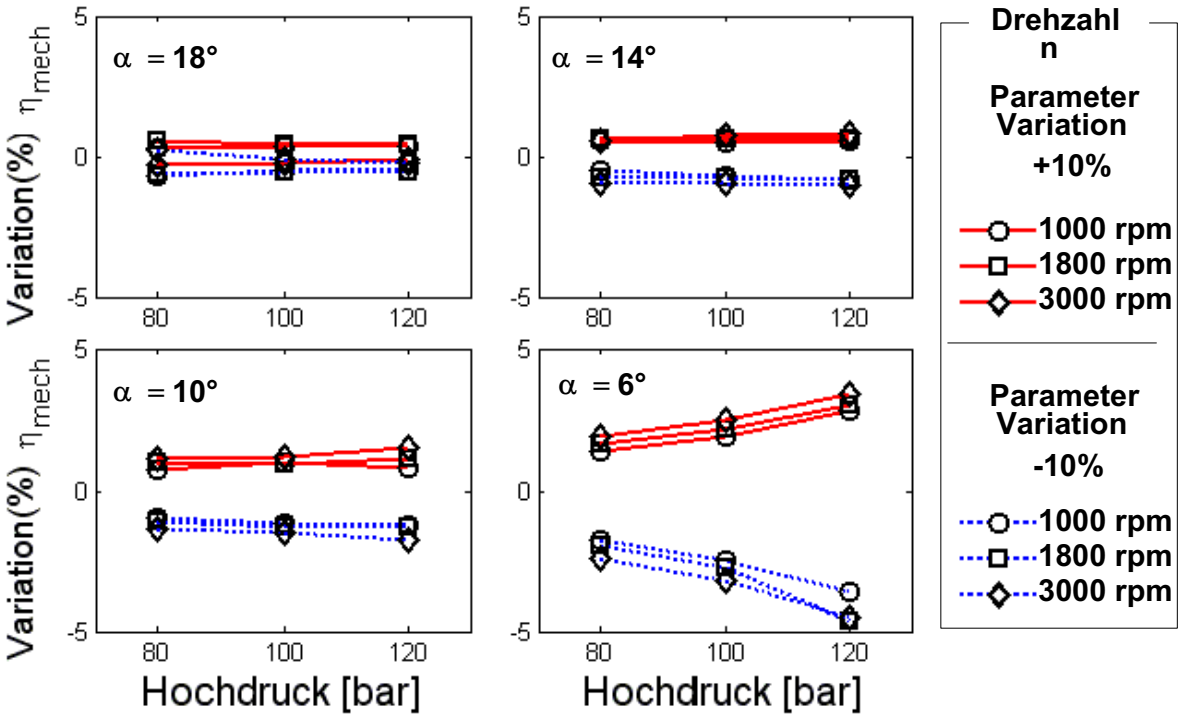


Abbildung 5.25: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf den mechanischen Wirkungsgrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

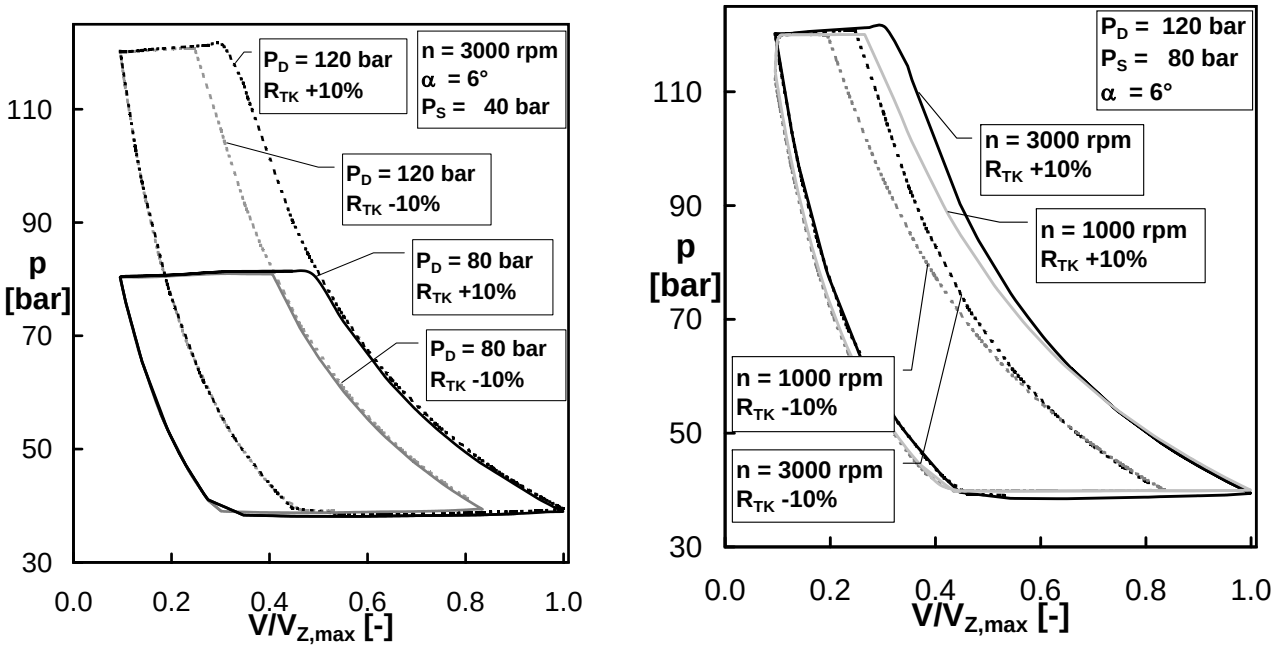


Abbildung 5.26: *Indikatordiagramme für die Variation des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} links (p_S=40 bar, n=3000rpm, α =6°) rechts (p_D=120 bar, p_S=40 bar, α =6°).*

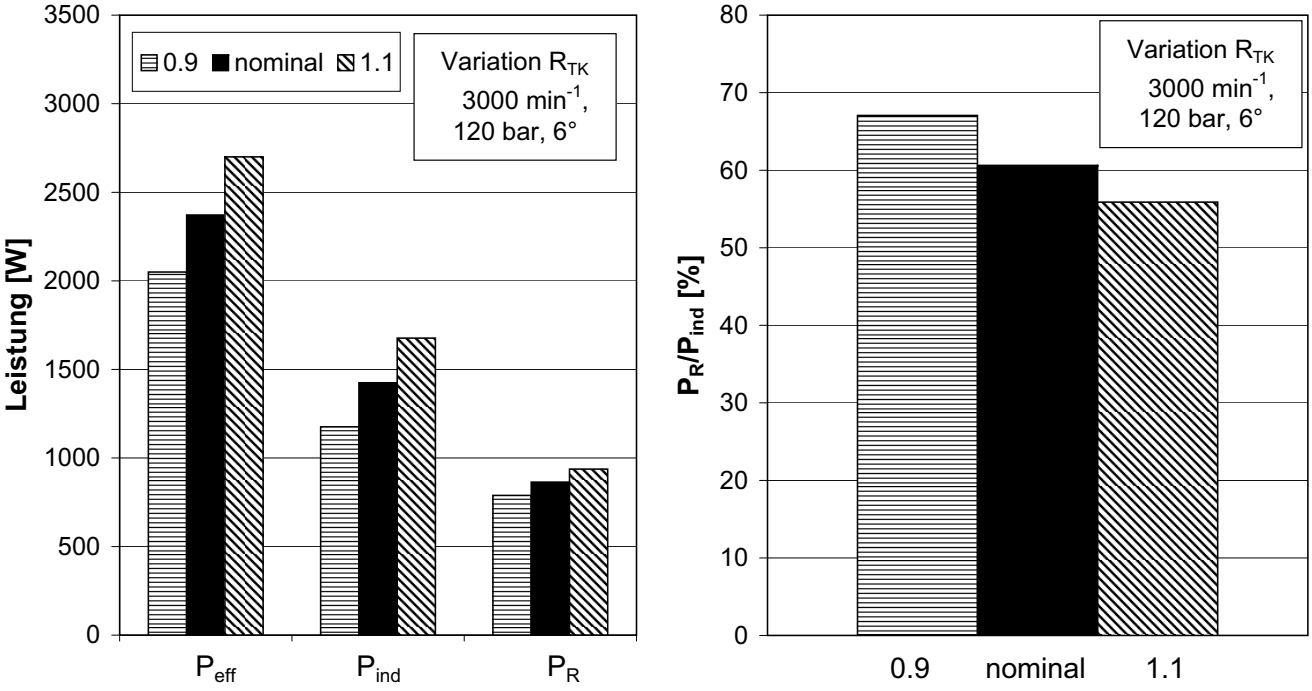


Abbildung 5.27: *Änderung der effektiven und indizierten Leistung bzw. der Reibleistung bei Variation des Teilkreisradius bei* $n = 3000\,min^{-1}$, $p_d = 120\,bar$ *und* $\alpha = 6°$. *Links Darstellung der absoluten Leistungen und rechts Darstellung der rel. Leistung* $\frac{P_R}{P_{ind}}$.

5.1.6 Übersicht der Sensitivitäten

Eine Übersicht der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Sensitivitäten ist in den folgenden Tabellen dargestellt: In Tab. 5.3 sind die Sensitivitäten des Liefergrades hinsichtlich der Parameter K_{SV}, $K_{Leckage}$ und V_{Tot} zu finden, in Tab. 5.4 die Sensitivitäten des effektiven Gütegrades in Hinblick auf die Parameter K_{SV}, K_{DV}, D_Z und R_{TK} und in Tab. 5.5 die Sensitivitäten des mechanischen Wirkungsgrades hinsichtlich der Parameter μ_{KS}, D_Z und R_{TK}.

In der ersten Spalte findet sich die maximale rel. Sensititvität, in den folgenden drei Spalten – symbolisch ausgedrückt – die Abhängigkeit der Sensitivität von Drehzahl, Hochdruck und Winkel. In den beiden letzten Spalten werden die Symmetrie- und Richtungseigenschaften qualitativ zusammengefasst.

Parameter (λ_{eff})	ΔY_{max}	Drehzahl ↑	Hochdruck ↑	Winkel ↑	Sym.	Richtung
K_{SV} in Abb. 5.2	±0.25%	↑	$\approx konst.$	↓	nein	normal
$K_{Leckage}$ in Abb. 5.5	±20%	↓↓	↑	↓↓	ja	invers
V_{Tot} in Abb. 5.7	±25%	↓	↑	↓↓	ja	invers

Tabelle 5.3: Qualitative Sensitivität des effektiven Liefergrades.

Parameter (η_{eff})	ΔY_{max}	Drehzahl ↑	Hochdruck ↑	Winkel ↑	Sym.	Richtung
K_{SV} in Abb. 5.10	±1.5%	↑↑	↓	↑	nein	normal
K_{DV} in Abb. 5.12	±0.5%	↑	↓	↑	nein	normal
D_Z in Abb. 5.14	±30%	↑/↓	↑/↓	↑/↓	nein	invers/normal
R_{TK} in Abb. 5.17	±30%	↑/↓	↑/↓	↓	ja	invers/normal

Tabelle 5.4: Qualitative Sensitivität des effektiven Gütegrades.

Parameter (η_{mech})	max. ΔY_{max}	Drehzahl ↑	Hochdruck ↑	Winkel ↑	Sym.	Richtung
μ_{KS} in Abb. 5.18	±3.5%	$\approx konst.$	↑	↓	ja	invers
D_Z in Abb. 5.23	±10%	$\approx konst.$	↑	↓	nein	normal
R_{TK} in Abb. 5.25	±5%	$\approx konst.$	↑	↓	nein	normal

Tabelle 5.5: Qualitative Sensitivität des mechanischen Wirkungsgrades.

In der Tab. 5.3 wird deutlich, dass insbesondere Drehzahl und Winkel einen signifikanten Einfluss auf die Sensitivität des Liefergrades haben. Der Hochdruck spielt nur eine untergeordnete Rolle und erlangt nur im Zusammenhang mit Leckage- und Rückexpansionseffekten eine Bedeutung. Aufgrund dieser beiden Effekte ergeben sich starke Abhängigkeiten vom Scheibenwinkel. Hinsichtlich des effektiven Gütegrades in Tab. 5.4 ergeben sich signifikante Sensitivitäten insbesondere beim Zylinderdurchmesser und Teikreisradius mit maximalen Abweichungen von bis zu ±30%. Bei diesen Parametern treten hinsichtlich der Richtung zwei Zustände auf, je nachdem ob sich der Verdichter im Voll- oder Teillastbetrieb befindet. Daher ergeben sich Abhängigkeiten von Drehzahl, Hochdruck und Winkel, die in beide Richtungen verlaufen.

Beim mechanischen Wirkungsgrad nach Tab. 5.5 hängen die Sensitivitäten nicht von der Drehzahl ab. Dies hängt damit zusammen, dass sowohl die Drehzahl als auch die indizierte Leistung gleichermaßen von der Drehzahl abhängen. Mit steigendem Hochdruck vergrößert sich die Empfindlichkeit, da die Reibleistung ansteigt, während der geförderte Massenstrom abnimmt. Ebenso nimmt die Sensititvität mit zunehmenden Winkel ab. D.h. umgekehrt erreicht die Sensitivität im Teillastbetrieb, wo nur noch kleine Massenströme gefördert werden, ihr Maximum.

Für weitere Schlussfolgerungen muss allerdings beachtet werden, dass das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Modell nur mit Volllastdaten kalibriert und validiert wurde. Daher bedürfen insbesondere die Aussagen zum Teillastverhalten einer weiteren Überprüfung durch experimentelle Daten.

5.2 Kennfeldanalyse mit DACE-Methode

Die Einbindung des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Verdichtermodells in eine Kreislaufsimulation von Kälte- und Wärmepumpenkreisläufen ist prinzipiell möglich. Aufgrund der Modellkomplexität steigert sich allerdings die Simulationszeit der Systemsimulation zum Teil erheblich. Für spezielle Fragestellungen ist es durchaus interessant, eine detaillierte Abbildung des Verdichters vorzunehmen und den hohen Rechenaufwand dafür in Kauf zu nehmen. Bei vielen Systemberechnungen ist allerdings eine detaillierte Abbildung des Kompessors nicht erforderlich, so dass die Verwendung des hier erstellten Modells nur zu unnötig langen Simulationszeiten führen würde. Für diesen Fall ist es wünschenswert, die Ergebnisse dieses komplexen Modells in Form eines vereinfachten kennlinienbasierten Verdichtermodells in der Systemsimulation zu integrieren.
In diesem Abschnitt wird daher basierend auf dem entwickelten Verdichtermodell die Generierung von Kennfeldern diskutiert. Dazu wird im Folgenden eine Extrapolation des erstellten Modells anhand der „surface Response“-Methode mit Hilfe des DACE-Algorithmus durchgeführt. Der sogenannte DACE-Algorithmus „Design and Analysis of Computer Experiments“ wird als ein Werkzeug von *Matlab*® [2005] benutzt. Bei diesem Vorgehen werden die Parameter konstant gehalten und der Betriebszustand variiert, um ein Verdichterkennfeld zu generieren. Ziel dieser Methodik ist es Kennfelder zu generieren, die als Basis weiterführender Simulationen von Kälte- bzw. Wärmepumpenkreisläufen genutzt werden können.
Im Rahmen dieser Arbeit werden die Daten aus den Betriebspunkten extrapoliert. Solche Betriebspunkte sind aus der Standard-Simulation für Sensitivitätsanalyse in dem vorgehenden Kapitel berechnet worden. Als Randbedingungen wird dazu ein an die Validierung angelehnter Standardgrid in dreidimensionaler Form mit 36 Punkten verwendet. Die Extrapolation der Punkte erfolgt mit Hilfe der sogenannten Kriging-Methode.
Die Name „Kriging“ wird als eine Bezeichung zur räumlichen Interpolation genutzt, die von Matheron [1963] entwickelt wurde. Die Kriging-Methode für Computersimulationen wurde als ein parametrisiertes Regressionsmodel von Sachs u. a. [1989a] implementiert. Das Kriging-Modell wird als DACE-Modell (auch DACE – nach dem Titel der Veröffentlichung Lophaven [2002]) bezeichnet.
Das DACE-Modell ist ein Metamodell, das auf einer Approximation $\hat{f}$ einer Funktion $f : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ und auf korrelierten Approximationsfehlern basiert. Ein Kriging-Modell besteht aus einem polynomialen Anteil $f(x, \xi)$, der den „globalen Trend“ der Systemantworten abbildet, und aus der Realisierung eines Gaussschen Zufallsprozesses $Z(x)$, der die Interpolation der Antworten an den Stützstellen garantiert:

$$\hat{f}(x) = f(x, \xi) + Z(x) \quad . \tag{5.20}$$

Der Koeffizient ξ ist ein Regressionsparameter. Der Zufallsprozess $Z(x)$ dient bei einem deterministischen Prozess als Fehler. Die Kovarianz wird wie folgt definiert:

$$E(\hat{f}(x) - f(x, \xi)) = \sigma^2_{(\Theta;x)} \quad . \tag{5.21}$$

Gl. 5.21 entspricht der Idee des DACE-Modells, d.h. die Fehler der Approximation sind nicht als unabhängig wie in Gl. 5.20, sondern als korreliert zu betrachten.
Man geht davon aus, dass Designs des Modells, die nahe beieinander liegen, auch ähnliche Tendenzen von f wiederspiegeln. Solche Designs besitzen beispielsweise ähnliche Funktionswerte, Steigung oder Krümmung. Somit sind ihre Werte abhängig, ebenso die Fehler in der Approximation. Die Eigenschaften der Kriging-Modelle werden sehr stark durch die Wahl der Korrelationsfunktion als Teil des Gausschen Zufallsprozesses beeinflusst. Insbesondere wird durch die

Korrelationsfunktion die Glattheit des Modells bestimmt, d.h. die Anzahl der stetigen Ableitungen, die an einem beliebigen Punkt existieren. Je näher ein Punkt, an dem das Kriging-Modell ausgewertet werden soll, an einer Stützstelle liegt, desto stärker wird der Approximationswert von der Antwort an der Stützstelle beeinflusst. Eine weitere Diskussion verschiedener Korrelationsfunktionen erfolgt in Sachs u. a. [1989a, 1989b]. Im Rahmen dieser Arbeit werden in der DACE-Toolbox in Matlab für das Verdichtermodell die folgenden Werte benutzt:

Parameter	Werte	Anwendung
Θ_0	[0.05 4]	Korrelationsvektor Θ_0 Anfangswerte für Θ
lob	[0.01 0.01]	„lower bound“ für Θ_0 (Optional)
upb	*nicht benutzt*	„upper bound“ für Θ_0 (Optional)

Tabelle 5.6: In die DACE-Toolbox eingegebene Parameter.

Die wichtigste Eigenschaft von Kriging-Modellen in der weiteren Betrachtung basiert auf der Definition durch räumliche Korrelation Cressie [1993], aber das Ziel dieser Arbeit ist es, einen Überblick über die globale Sensitivitätsanalyse und die Methode der DACE-Toolbox zu geben. Dieses wird im folgenden Unterkapitel vorgestellt.
Mit Hilfe von DACE kann man die extrapolierten Ergebnisse für die dreidimensionalen Betriebspunkte analysieren. In folgenden Abbildungen sieht man die Bewertungsgrößen:

- mit konstantem Winkel (Vollhub 18°),
- mit konstantem Hochdruck (100 bar) und
- mit konstanter Drehzahl (1800 min^{-1}).

Die Abbildungen der Extrapolationen wurden in Matlab erzeugt. Wie in Abb. 5.28 dargestellt, bestehen sie aus einer dreidimensionalen Darstellung (links) und zwei zweidimensionalen Bildern mit unabhängigen Variablen (rechts). In der Ebene, die durch die Variablen in der 3D-Graphik aufgespannt wird, sieht man die Niveaukurven der Bewertungsgrößen.

5.2.1 Effektiver Liefergrad

Die Extrapolationen der Betriebspunkte werden nicht in Form von Punkten, sondern als Kurven dargestellt. Jeweils die Kreuzungen zwischen den drei unabhängigen Variablen werden in einem Punkt extrapoliert. Im Folgenden wird das Verhalten des Liefergrades für die Variablen n, p_D und α analysiert.
Abb. 5.28 zeigt in einer dreidimensionalen Graphik (links) die Ergebnisse bei konstantem Winkel. Die Oberfläche ergibt sich aus nicht linearen Kurven in Abhängigkeit von der Drehzahl (rechts oben) und fast linearen Kurven im Abhängigkeit vom Hochdruck (rechts unten). Im Bereich niedriger Drehzahlen und hohem Hochdruck ergibt sich ein Minimum für λ_{eff}. Mit steigender Drehzahl steigt der Liefergrad zunächst an, um dann nach einem Maximum bei mittleren Drehzahlen zu hohen Drehzahlen hin wieder abzunehmen (siehe auch rechts oben). Dieses Verhalten ergibt sich, wie zum Teil auch in Kap. 5.1.3 schon diskutiert, aufgrund der beiden gegenläufigen Effekte Leckage und Druckverluste im Saugventil. Die Leckage dominiert den Liefergrad bei kleinen Drehzahlen und hohen Druckverhälntissen, während bei hohen Drehzahlen der Leckagemassenstrom klein gegenüber dem insgesamt geförderten Massenstrom wird und die Druckverluste im Saugventil eine wesentliche Rolle spielen.

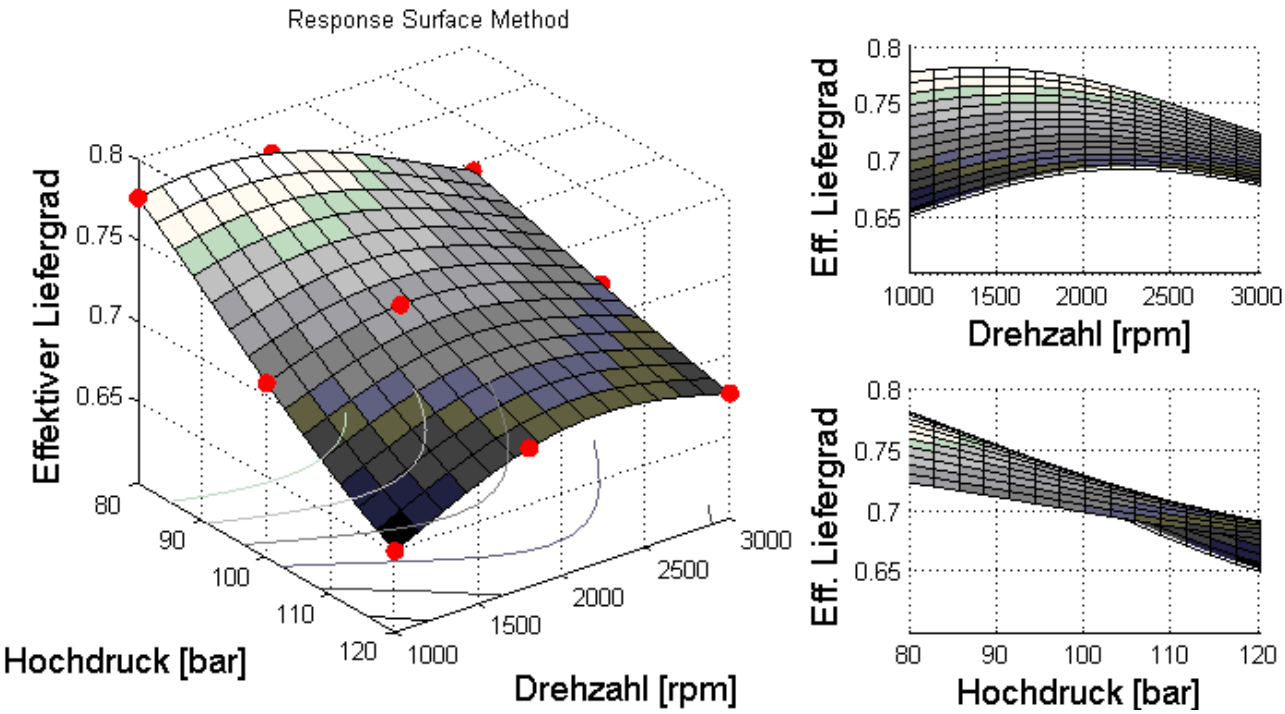


Abbildung 5.28: *Extrapolation des effektiven Liefergrads bei konstantem Winkel* $\alpha = 18°$.

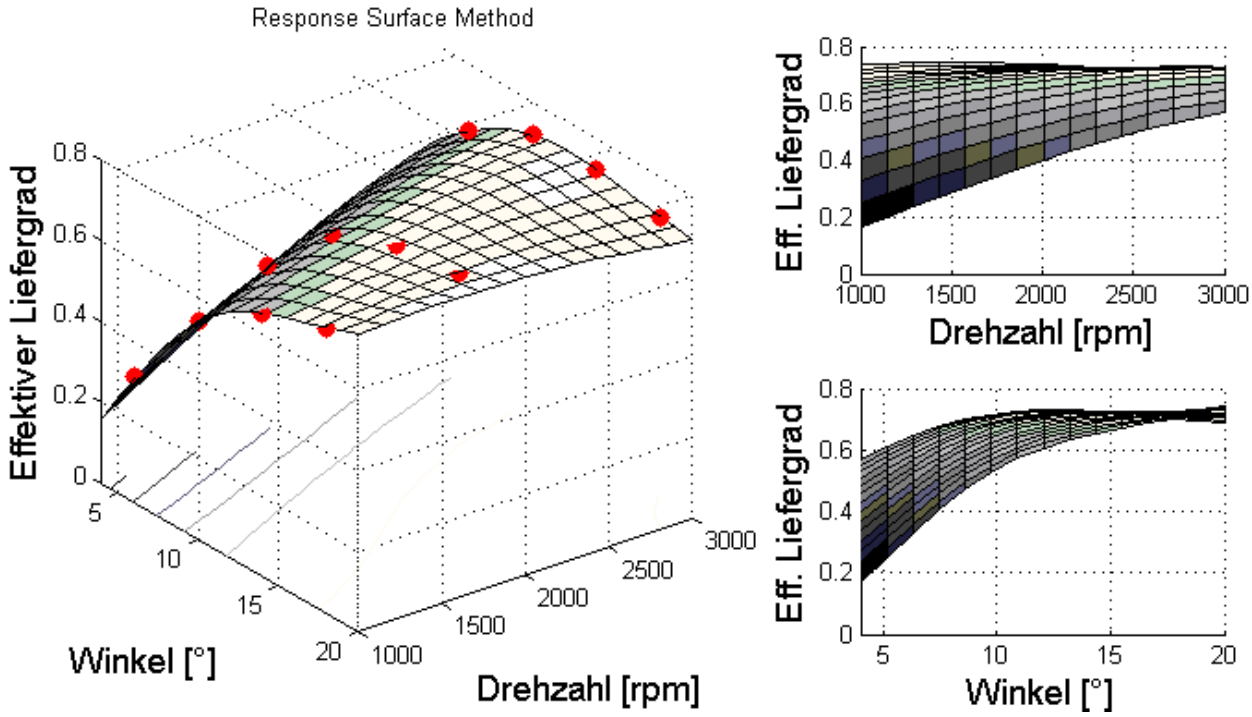


Abbildung 5.29: *Extrapolation des effektiven Liefergrads bei konstantem Druck* $p = 100\,bar$.

Abb. 5.29 zeigt das Teillastkennfeld des effektiven Liefergrades bei konstantem Hochdruck. Für große Winkel ergibt sich in der 3D-Graphik ein Platau, das bei niedrigen Drehzahlen schneller

abfällt als bei hohen Drehzahlen. Dieser Verlauf hängt mit der Leckage zusammen, die bei niedrigen Drehzahlen und kleinen Winkeln einen signifikanten Einfluss hat. In diesem Bereich ergibt sich das Minimum der Kurve.

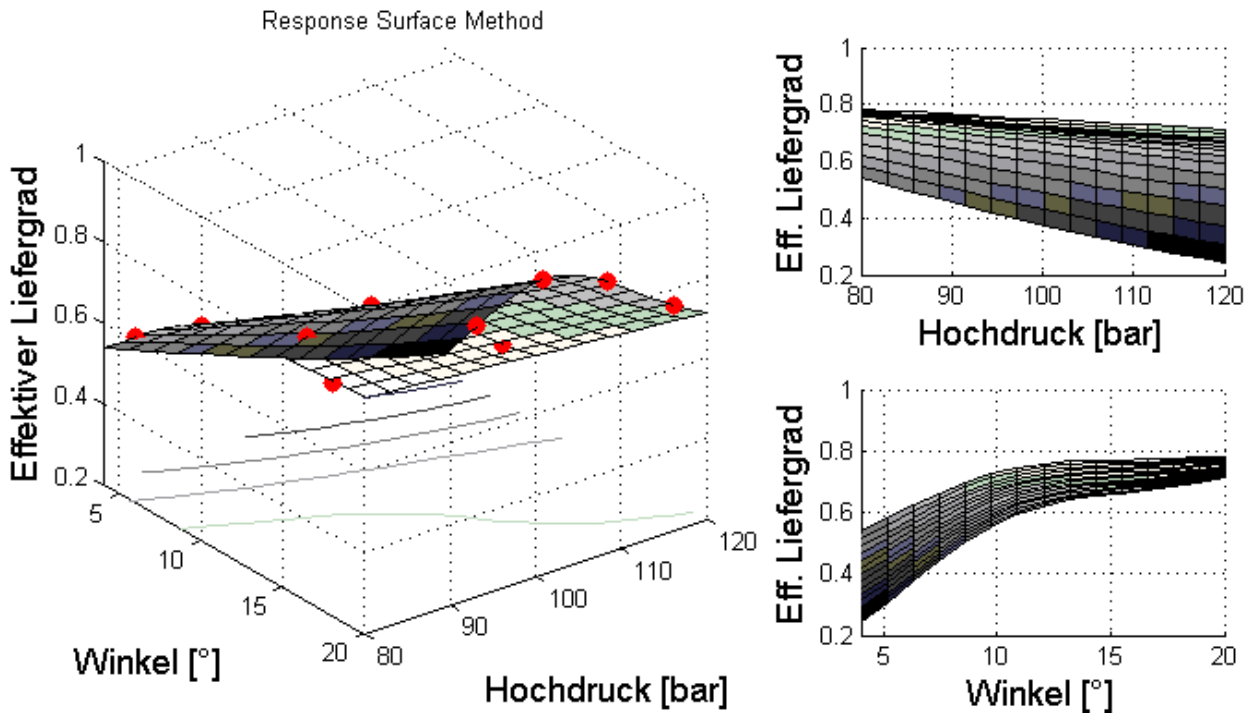


Abbildung 5.30: *Extrapolation des effektiven Liefergrads bei konstanter Drehzahl* $n = 1800\,min^{-1}$.

In der Abb. 5.30 ist der effektive Liefergrad bei konstanter Drehzahl aufgetragen. Hier ergibt sich im Gegensatz zu Abb. 5.29 mehr eine gleichmäßig abfallende Ebene ohne Plateau. Die Abhängigkeit vom Hochdruck ist beinahe linear, während die Abhängigkeit vom Winkel mit sinkendem Winkel immer steiler wird. Dieser Verlauf hängt mit dem immer überproportional größer werdenden relativen Totvolumen zusammen (siehe Abb. 5.9).

5.2.2 Effektiv isentroper Gütegrad

Der berechnete effektive Gütegrad ist in den drei Abb. 5.31, 5.32 und 5.33 jeweils bei konstantem Winkel, Druck und konstanter Drehzahl in 3- bzw. 2D-Plots dargestellt.
In Abb. 5.31 ist der Gütegrad in Abhängigkeit von Drehzahl- und Hochdruck im 3-D-Plot dargestellt. Die Darstellung über Hochdruck und Drehzahl zeigt den nicht linearen Verlauf der Kurven für beide Variablen. Der maximale Bereich ergibt sich bei Vollhub im Bereich entlang der Linie zwischen ($n = 1000^{-1}$, $p_d = 80\,bar$) und ($n = 2000^{-1}$, $p_d = 120\,bar$). Aufgrund der Druckverluste im Druck- und Saugventil nimmt der Gütegrad insbesondere bei niedrigen Hochdrücken mit steigender Drehzahl ab. Bei niedrigen Hochdrücken ergeben sich relativ niedrige Druckgasdichten, wodurch hohe Druckverluste entstehen. Der Gütegrad erreicht daher sein Minimum bei $80\,bar$ Hochdruck und $3000\,min^{-1}$. Bei großen Hochdrücken ergibt sich dagegen ein Maximum bei der Darstellung über der Drehzahl. Ähnlich wie beim Liefergrad spielt bei niedrigen Drehzahlen und großen Hochdrücken die Leckage eine entscheidende Rolle bei den

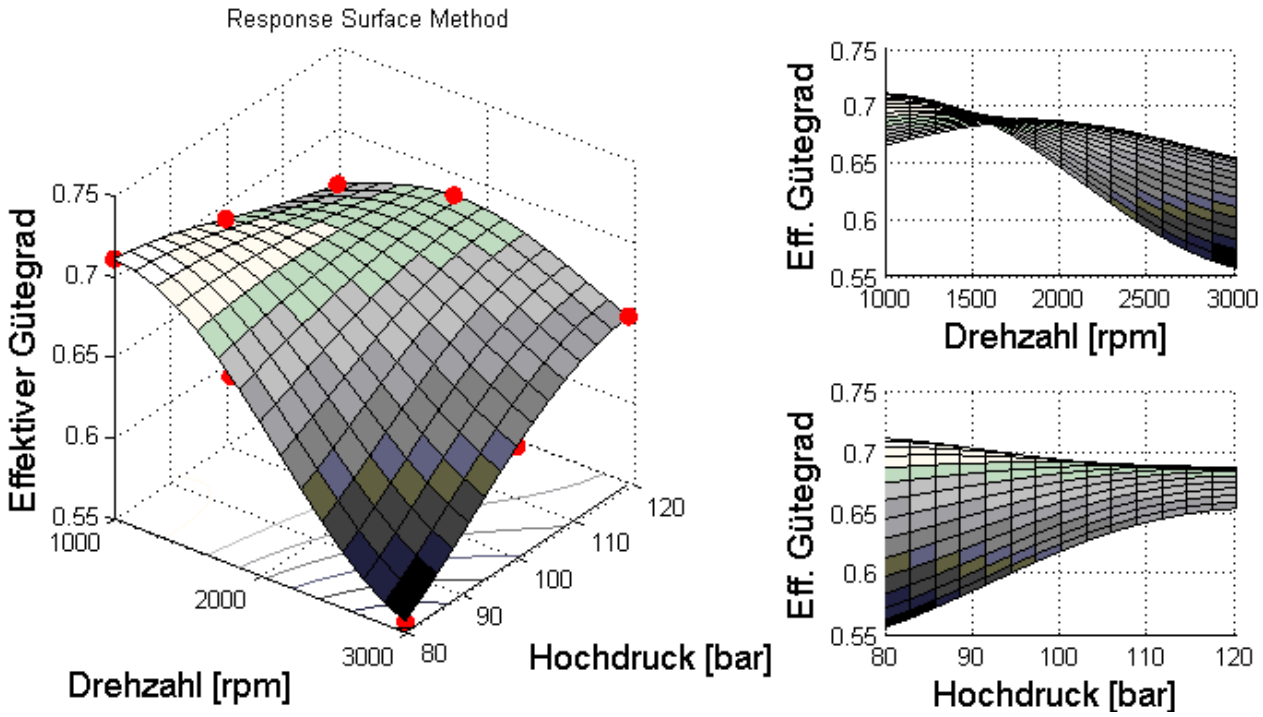


Abbildung 5.31: *Extrapolation des effektiven Gütegrads bei konstantem Winkel* $\alpha = 18°$.

Verlusten. Mit steigender Drehzahl nehmen diese Verluste ab, weil der Leckagemassenstrom klein gegenüber dem Gesamtmassenstrom wird. Dadurch ergibt sich ein leichter Anstieg des Gütegrades. Bei hohen Drehzahlen dominieren dann die Ventilverluste aufgrund des hohen Kältemittelmassenstroms. Dadurch nimmt der Gütegrad nach Duchschreiten eines Maximums wieder ab.

In der Abb. 5.32 ist das Teillastkennfeld bei konstantem Hochdruck dargestellt. Aufgrund von Kältemittelleckage und Rückexpansionsverlusten erreicht der Gütegrad bei ($1000\,min^{-1}$, $4°$) sein Minimum. Bei hohen Drehzahlen ergibt sich ein Maximum für den Verlauf über dem Schwenkscheibenwinkel. Zunächst steigt beim Abregeln des Verdichters der Gütegrad an, weil die Ventilverluste aufgrund des sinkenden Massenstromes abnehmen. Wird weiter abgeregelt, dann dominieren Leckage- und Rückexpansionsverluste, die zu einer Abnahme des Gütegrades führen. Die größten Verluste treten nach Abb. 5.33 für maximale Hochdrücke im vollständig abgeregelten Betrieb auf. Für Winkel größer als 12° ergibt sich bei konstanter Drehzahl ein nahezu konstanter Gütegrad, der nicht vom Druckverhältnis abhängt.

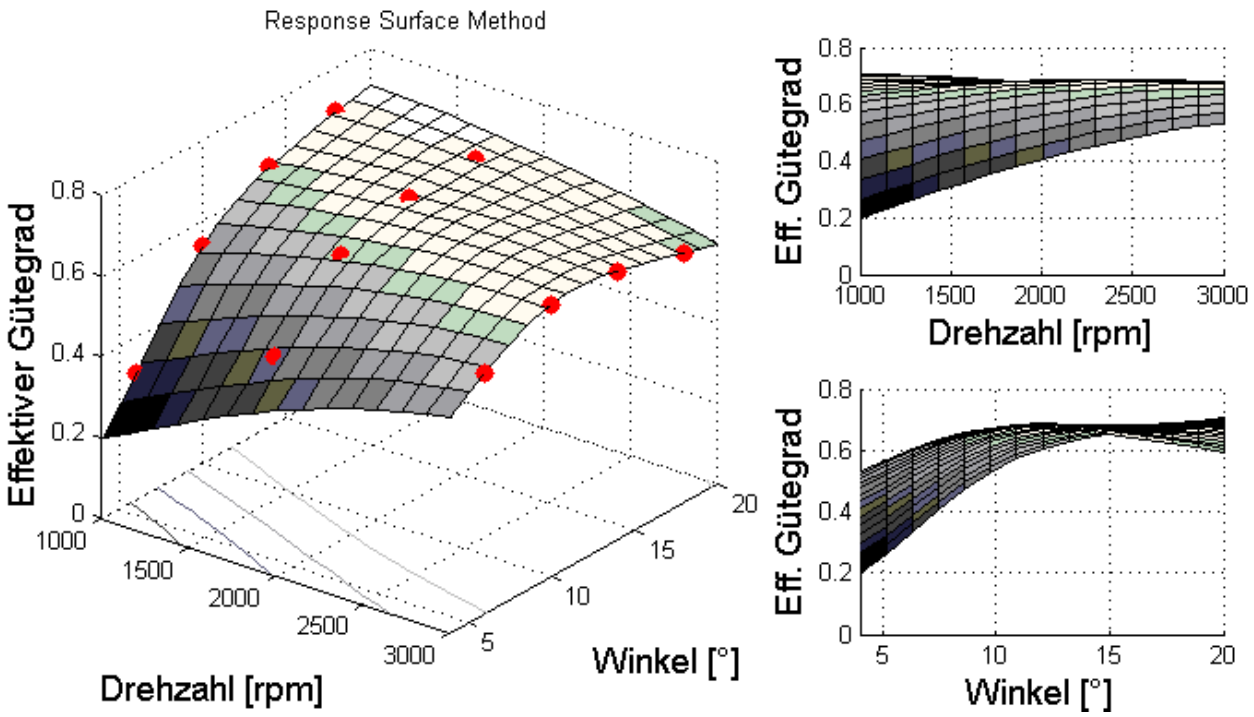


Abbildung 5.32: *Extrapolation des effektiven Gütegrads bei konstantem Druck* $p = 100\,bar$.

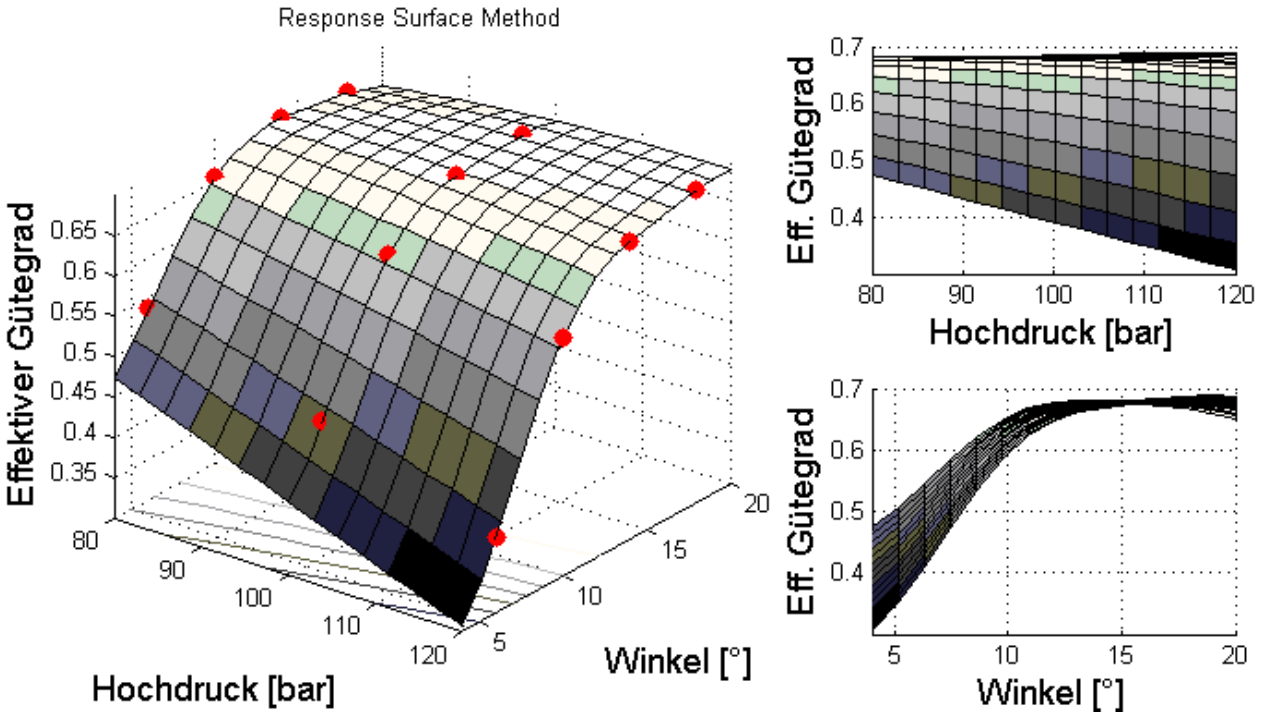


Abbildung 5.33: *Extrapolation des effektiven Gütegrads bei konstanter Drehzahl* $n = 1800\,min^{-1}$.

5.2.3 Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad ist in Abb. 5.34 über Scheibenwinkel und Drehzahl für konstanten Hochdruck dargestellt. Dabei zeigt es sich, dass der mechanische Wirkungsgrad im Wesentlichen nur vom Winkel abhängt und kaum ein Abhängigkeit von der Drehzahl aufweist. Die starke Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades hängt damit zusammen, dass die indizierte Leistung beim Abregeln stark abnimmt, während sich die Reibleistung nur geringfügig verändert (siehe Abb. 5.21).

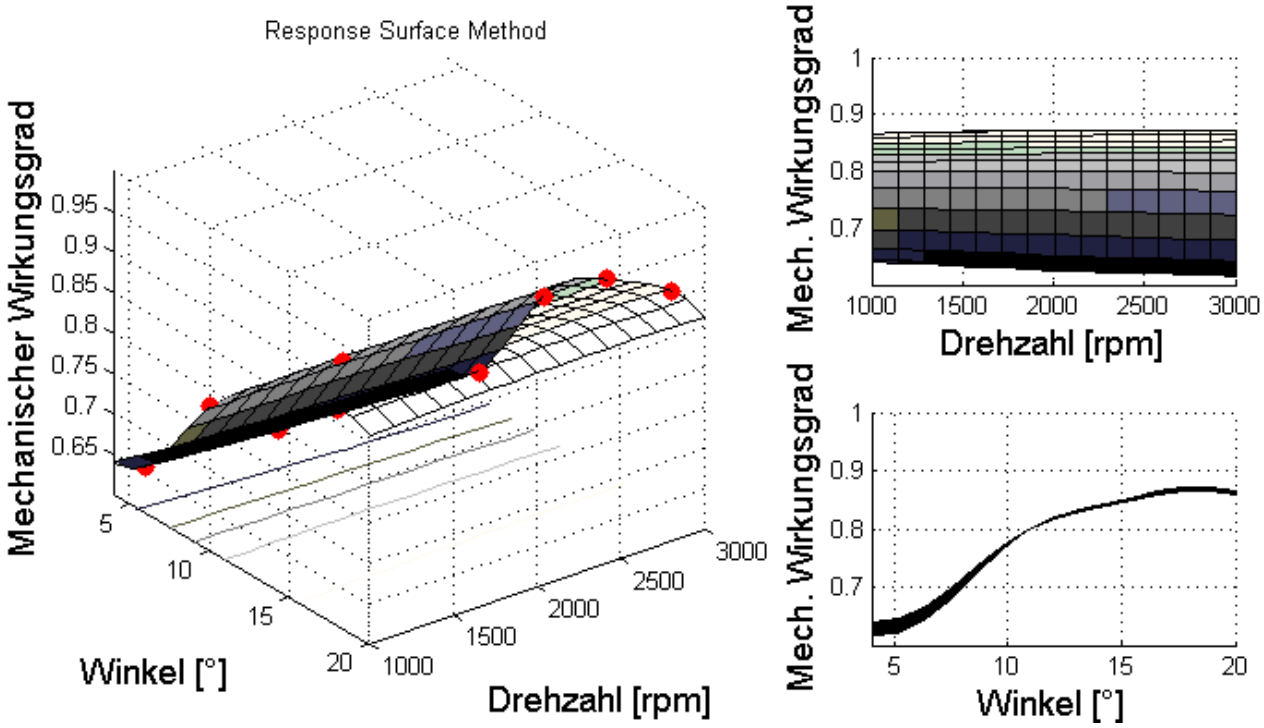


Abbildung 5.34: *Extrapolation des mechanischen Wirkungsgrads bei konstantem Druck* $p = 100\,bar$.

5.2.4 Kennfeldansatz

Basierend auf dem Ansatz von Tummescheit u.a. [2005] kann folgender physikalisch motivierte Kennfeldansatz mit Produktansatz bestehend aus Vollast- und Teillastfunktion verwendet werden:

$$\lambda, \eta(\Pi, n, \alpha) = f(\Pi, n) \cdot g(n, \alpha) \quad . \tag{5.22}$$

Darauf basierend kann für den effektiven Liefergrad in Abhängigkeit von n, Π und α folgender Ansatz gewählt werden:

$$\lambda_{eff}(n, \Pi, \alpha) = \left(a \cdot n^2 + b \cdot n + c\right) \cdot \left(\frac{\Pi - \Pi_O}{\Pi_O - 1}\right)^2 \cdot g(n, \alpha) \quad , \tag{5.23}$$

wobei im Rahmen dieser Arbeit für die Teillastfunktion folgender Ansatz vorgeschlagen wird:

$$g(n,\alpha) = \left(w_0 - w_1 \cdot exp^{(-w_2 \cdot \alpha)} - \frac{w_3}{n^d \cdot (w_4 \cdot \alpha + w_5)}\right) \tag{5.24}$$

Die Koeffizienten a, b, c, d, Π_0, w_0, w_1, w_2, w_3, w_4 und w_5 können an die mit Hilfe des Modells generierten Werte für den Liefergrad in Abhängigkeit von Drehzahl, Druckverhältnis und Winkel angepasst werden. Unter Verwendung von Gl. 5.23 kann das im Rahmen dieser Arbeit berechneten Kennfeld für den Liefergrad angefittet werden. Es ergibt sich dabei eine Standard Abweichung von 0,047 bei absoluten Werten für den Liefergrad im Bereich zwischen 0,16 und 0,77.
Für den effektiven Gütegrad findet sich folgende empirische Gleichung aus der Literatur:

$$\eta_{eff}(n,\Pi,\alpha) = a \cdot \frac{\Pi_0 - \Pi}{\Pi_0} - a \cdot b \cdot \left(\frac{1}{b} \cdot \frac{\Pi_0 - 1}{\Pi_0}\right)^{\Pi} \quad , \tag{5.25}$$

wobei $a = a_1 \cdot n + a_0$ und $b = b_1 \cdot n^{b_0}$.
Im Rahmen dieser Arbeit wird davon abweichend der folgende Ansatz vorgeschlagen:

$$\eta_{eff}(n,\Pi,\alpha) = (a_1 \cdot n + a_0) \cdot (\Pi_2 \Pi^2 + \Pi_1 \Pi + \Pi_0) \cdot g(n,\alpha) \quad , \tag{5.26}$$

wobei als Teillastfunktion analog zum Liefergrad die in Gl. 5.24 beschriebene Funktion verwendet wird.
Basierend auf Gl. 5.26 findet man ein Fitting mit Nominal Werten für effektiver Gütegrad zwischen 0,18 und 0,7 mit einer Standard Abweichung von 0,0458.

5.3 Zusammenfassung der Ergebnisse und Schlussfolgerungen

In diesem Kapitel wird eine Sensitivitäts- und Kennfeldanalyse für die Bewertungsgrößen des Verdichtermodells durchgeführt. Für die Sensitivitätsanalyse werden dazu 23 Parameter aus den 4 wesentlichen Teilmodellen ausgewählt und die Sensitivität der wichtiger Ausgangs- und Bewertungsgrößen untersucht. Dazu wird eine Variation der Parameter vorgenommen und die Auswirkung auf die Ausgangsgrößen bei verschiedenen Randbedinungen für Drehzahl, Druck und Schwenkscheibenwinkel beschrieben.
Exemplarisch werden die Sensitivitäten von 10 ausgewählten Paaren (Bewertungsgröße/Parameter) detailliert untersucht und dargestellt, die mindestens eine relative Empfindlichkeit von größer als 0.4% aufweisen. Dazu werden die Verläufe der Sensitivität entsprechend grapisch visualisiert und die physikalischen Systemzusammenhänge anhand von Indikatordiagrammen und Balkendiagrammen qualitativ und und quantitativ diskutiert.
Als Hilfsgrößen werden dazu verschiedene Bewertungskriterien, die rel. Sensititvität, ein Schrankenkriterium, die Richtung und die Symmetrie der Sensitivität definiert.
Genauer betrachtet und diskutiert werden die Sensitivitäten des Liefergrades hinsichtlich der Parameter K_{SV}, $K_{Leckage}$ und V_{Tot}, die Sensitivitäten des effektiven Gütegrades in Hinblick auf die Parameter K_{SV}, K_{DV}, D_Z und R_{TK} und die Sensitivitäten des mechanischen

Wirkungsgrades hinsichtlich der Parameter μ_{KS}, D_Z und R_{TK}.

Während die Mehrheit der untersuchten Parameter des geometrischen Modells (insbesondere Zylinderdurchmesser D_Z, Teilkreisradius R_{TK} und Totvolumen V_{Tot} (Räume) und Leckage-Koeffizient $K_{Leckage}$, Druckkammer-Koeffizient K_{DK}, Regelventil-Koeffizient K_{PWM} und Bohrungs-Koeffizient K_B (Ventile und Druckverlust)) einen signifikanten Einfluss auf die Wirkungs- und Gütegrade haben, spielen die Parameter des thermischen Modells eine untergeordnete Rolle. Von den Parametern des Reibungsmodells hat vor allem μ_{KS}, der Reibungskoeffizient zwischen Kolben und Scheibe, einen signifikanten Einfluss auf die Antriebsleistung bzw. den mechanischen Wirkungsgrad.
Einen merklichen aber untergeordneten Einfluss besitzen die Kammervolumina V_{SK} und V_{DK}, die Ventilkoeffizienten K_{SV}, K_{DV} und der Druckabfall in der Saugkammer K_{SK} (geometrische Parameter), der Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Druckkammer und Umbegung α_{DK-U} bzw. Zylinderblock und Umgebung α_{ZB-U} (thermische Parameter), sowie der Reibungskoeffizient zwischen Kolben und Zylinder μ_{KZ} (Reibungsparameter). Die weiteren untersuchten Parameter haben keinen merklichen Einfluss auf das Modell.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für die ausgewählten Variablen Liefergrad, Gütegrad und mechanischer Wirkungsgrades zusammengefasst.
Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des effektiver Liefergrades:

- Saugventilkoeffizient K_{SV}:
  Bei dem untersuchten Verdichter kann der Liefergrad insbesondere bei Vollhub je nach Drehzahl nur um etwa 0.2% verbessert werden, wenn der Saugventil-Koeffizient K_{SV} um 10% vergrößert wird. Eine Verkleinerung von K_{SV} führt zu einer noch größeren Reduktion, die bei hohen Drehzahlen bis zu 0.5% betragen kann. Diese geringe Abhängigkeit zeigt, dass in diesem Fall für die Erzielung belastbarer Simulationsergebnisse auch bei Verwendung von nicht genau bestimmten Saugventil-Koeffizienten möglich ist. Für den Verdichterhersteller bedeutet dieses Ergebnis, dass die Saugventilquerschnitte groß genug ausgelegt sind.

- Leckage-Koeffizient $K_{Leckage}$:
  Bei hohen Drehzahlen kann der Leckageeinfluss nahezu vernachlässigt werden. Allerdings ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen, wie sie beispielsweise im Leerlauf auftreten, insbesondere im abgeregelten Zustand des Verdichters und bei hohen Drücken ein signifikanter Einfluss des Leckagekoeffizienten auf den Liefergrad, der bei Werten von bis zu ±30% liegen kann. Dieses Verhalten muss insbesondere bei der Auslegung der Kolbenringe berücksichtigt werden. Allerdings werden sich bei der Simulation im Teillastbereich auch die größten Unsicherheiten ergeben, wenn der Leckagekoeffizient nicht entsprechend genau bestimmt werden kann.

- Totvolumen V_{Tot}:
  Eine Variation des Totvolumens führt bei großen Hüben und Druckverhältnissen zu einer Änderung des Liefergrades um weniger als ±5%, die auf Rückexpansionsverluste zurückzuführen ist. Bei kleinen Hüben ergeben sich zusätzlich vom Totvolumen abhängige Verluste durch Kolbenringleckage, die bei kleinen Drehzahlen Werte von ±25% erreichen können.

Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des effektiven Gütegrades:

- Saugventilkoeffizient K_{SV}:
  Es ergibt sich hinsichtlich der Abhängigkeiten von K_{SV} ein ähnlicher Verlauf wie beim Liefergrad, wobei die Sensitivitäten einen etwa 3- 4 fach höheren Wert erreichen und anders als beim Liefergrad noch eine ausgeprägte Hochdruckabhängigkeit aufweisen.

- Druckventilkoeffizient K_{DV}:
  Es ergibt sich bei der Variation von K_{DV} eine ähnliche Abhängigkeit wie vom Saugventilkoeffizientn, nur mit stärker ausgeprägter Asymmetrie, 3-fach niedrigerer Sensitivität, einer geringeren Drehzahlabhängigkeit und einem geringeren Einfluss des Scheibenwinkels.

- Zylinderdurchmesser D_Z:
  Eine Vergrößerung des Zylinderdurchmessers führt bei großen Massenströmen, die insbesondere bei hohen Drehzahlen und Vollhub auftreten, zu einem signifikant schlechteren Gütegrad von bis zu $\pm 10\%$. Der rel. Schadraum nimmt bei einer Vergrößerung des Hubvolumens ab, so dass bei hohen Druckverhältnissen die Abnahme weniger stark ausgeprägt ist. Für den Konstrukteur bedeutet dieses Aussage, dass bei einer Vergrößerung des Zylinderdurchmessers auch eine Vergrößerung der Ventilflächen erforderlich ist, um den Verdichter bei ähnlichen Wirkungsgraden betreiben zu können. Im Teillastbereich ergeben sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen aufgrund des geringeren Einflusses von Leckage- und Rückexpansionsverlusten um mehr als $\pm 25\%$ bedeutend höhere Wirkungsgrade.

- Teilkreisradius R_{TK}:
  Prinzipiell ergeben sich ganz ähnliche Sensitivitäten wie beim Zylinderdurchmesser, wobei die quantitativen Werte etwas geringer ausfallen.

Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des mechanischen Wirkungsgrades:

- Reibungskoeffizient μ_{KS}:
  Es ergibt sich im abgeregelten Zustand des Verdichters eine rel. Sensitivität zwischen 2% und $3,5\%$, die eine leichte Hochdruckabhängigkeit aufweist, aber nicht von der Drehzahl abhängt. Im Vollhubbetrieb liegt der Wert bei 1% und hängt weder von Drehzahl noch vom Hochdruck ab.

- Zylinderdurchmesser D_Z:
  Es wird sowohl durch die Vergrößerung des Zylinderdurchmessers das Hubvolumen und damit der geförderte Kältemittelmassen vergrößert. Entsprechend vergrößert sich die indizierte Leistung signifikant. Hinsichtlich der Reibleistung ist eine Vergrößerung zu beobachten, die aber deutlich geringer ausfällt als der Gewinn an indizierter Leistung. Dadurch ergibt sich insgesamt ein günstiger mechanischer Wirkungsgrad d.h. eine Sensitivität mit normaler Richtung. Während bei Vollhub konstante Werte von 1% auftreten wobei weder eine Abhängigkeit von Druckverhältnis noch vom Hochdruck festzustellen ist, ergibt sich im abgeregelten Betrieb eine signifikante Abhängigkeit vom Hochdruck: Während sich bei kleinen Hochdrücken eine rel. Sensitivität von 3.5% ergibt liegt der Wert bei $120\,bar$ Hochdruck bei etwa 5% unabhängig von der Drehzahl.

- Teilkreisradius R_{TK}:
  Es ergibt sich quantitativ ein ganz ähnlicher Verlauf der Sensitivität wie beim Zylinderdurchmesser. Allerdings fallen die Werte etwas niedriger aus als beim Zylinderdurchmesser.

Die Kennfeldanalyse wird mit Hilfe der DACE-Methode, einem Extrapolationsverfahren, basierend auf einem Raster von Randbedingungen durchgeführt. Dazu werden Liefergrad, Gütegrad und mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Drehzahl n, Hochdruck p_D und Scheibenwinkel α bestimmt und anhand von zwei- und dreidimensionalen Diagrammen visualisiert. Die erzeugten Kennfelder bilden den Betriebsbereich des Verdichters für einen typischen Bereich von Randbedingungen ab und können anhand der verwendeten Teilmodelle physikalisch interpretiert werden. Für den Liefergrad ergibt sich beispielsweise bei Vollhub ein Minimum bei maximalem Hochdruck und nidedriger Drehzahl. Dieses Verhalten kann mit dem Einfluss der Leckage erklärt werden. Für kleine Winkel verstärkt sich dieser Effekt, da der Leckagemassenstrom einen immer größeren Anteil annimt.
Dagegen ergibt sich beim effektiven Gütegrad bei Vollhub das Minimum aufgrund hoher Ventilverluste bei maximaler Drehzahl und minimalem Hochdruck. Aufgrund der Rückexpansionsverluste und Leckage nimmt der Gütegrad ebenfalls mit abnehmenden Winkel ab.

Der mechanische Wirkungsgrad hängt im Wesentlichen nur vom Schwenkwinkel ab, während Hochdruck und Drehzahl nur eine untergeordnete Rolle spielen.

Die mit Hilfe des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Verdichtermodells generierten Kennfelddaten können mit Hilfe von in der Literatur verfügbaren Kennfeldansätzen abgebildet werden und für rechenzeitoptimierte Systemsimulation verwendet werden.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine dynamische Modellierung eines regelbaren PKW-Axialkolbenverdichters mit Schwenkscheibenmechanismus für das Kältemittel CO_2 durchgeführt, die den Verdichter in seiner Gesamtheit beschreibt. Das erstellte Gesamtmodell setzt sich dabei aus mehreren Teilmodellen zusammen, die unter anderem die Thermodynamik der Zylinderräume, der Saug- und Druckkammer sowie des Kurbelgehäuses, die Wärmeübertragung, die Dynamik und Reibung von Schwenkscheibe und Kolben, das Ventilverhalten, die Kolbenleckage und die Regelmassenströme beschreiben. Das Gesamtmodell wird anhand von Messdaten aus der Literatur für den stationären Volllastbetrieb und teilweise auch für den dynamischen Betrieb validiert.

Wesentliche Schwerpunkte und der Fortschritte im Vergleich zum bisherigen Stand des Wissens sind die simulative Verknüpfung von Detailmodellen zu einem umfassenden Gesamtmodell, die dynamische Modellierung von Kolben und Schwenkscheibe, wobei auch die Beeinflussung der einzelnen Kolben untereinander berücksichtigt wird, sowie die Durchführung einer umfassenden Sensitivitätsanalyse. Einen wichtigen Teil der Untersuchung bildet die Diskussion der durchgeführten Sensitivitätsanalyse, mit deren Hilfe der Einfluss von Modell- und Geometrieparametern der Teilmodelle auf Bewertungsgrößen und wichtige Variablen identifiziert wird. Außerdem werden im Rahmen einer Kennfeldanalyse Kennfelder für Güte- und Wirkungsgrade generiert.

Für die Sensitivitätsanalyse werden 23 Parameter aus den 4 wesentlichen physikalsichen Teilmodellen ausgewählt und die Sensitivität wichtiger Ausgangs- und Bewertungsgrößen untersucht. Dazu wird eine Variation der Parameter um $\pm 10\%$ vorgenommen und die Auswirkung auf die Ausgangsgrößen bei verschiedenen Randbedinungen für Drehzahl, Druck und Schwenkscheibenwinkel beschrieben.

Abschließend können folgende Ziele für weiterführende Arbeiten formuliert werden:

- Detaillierte Validierung des Teillastmodells insbesondere für kleine Schwenkwinkel.
- Detallierte Validierung des thermischen und dynamischen Modells insbesondere des Regel- und Hystereseverhaltens.
- Dynamische Untersuchungen im Gesamtkältekreislauf.

Exemplarisch werden die Sensitivitäten von 10 ausgewählten Paaren von Bewertungsgröße und Parameter vertiefend analysiert und diskutiert, die mindestens eine relative Empfindlichkeit von größer als ±0.4% aufweisen. Dazu werden die Verläufe der Sensitivität entsprechend grapisch visualisiert und die physikalischen Systemzusammenhänge anhand von Indikatordiagrammen und Balkendiagrammen qualitativ und und quantitativ diskutiert.
Während die Mehrheit der untersuchten Parameter des geometrischen Modells – insbesondere Zylinderdurchmesser D_Z, Teilkreisradius R_{TK}, und Totvolumen V_{Tot} (Räume) und Leckage-Koeffizient $K_{Leckage}$, Druckkammer-Koeffizient K_{DK}, Bohrungs-Koeffizient K_B und Regelventil-Koeffizient K_{PWM} (Ventile und Druckverlust) – einen signifikanten Einfluss auf die Wirkungs- und Gütegrade haben, spielen die Parameter des thermischen Modells eine untergeordnete Rolle. Von den Parametern des Reibungsmodells hat vor allem μ_{KS}, der Reibungskoeffizient zwischen Kolben und Scheibe, einen signifikanten Einfluss auf die Antriebsleistung bzw. den mechanischen Wirkungsgrad.
Einen merklichen aber untergeordneten Einfluss besitzen die Kammervolumina V_{SK} und V_{DK}, die Ventilkoeffizienten K_{SV} und K_{DV}, der Druckabfall in der Saugkammer K_{SK} (geometrische Parameter), der Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Druckkammer und Umbegung α_{DK-U} bzw. Zylinderblock und Umgebung α_{ZB-U} (thermische Parameter), sowie der Reibungskoeffizient zwischen Kolben und Zylinder μ_{KZ} (Reibungsparameter). Die weiteren untersuchten Parameter haben keinen merklichen Einfluss auf das Modell.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für die ausgewählten Variablen Liefergrad, Gütegrad und mechanischer Wirkungsgrades zusammengefasst.
Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des effektiver Liefergrades:

- Saugventilkoeffizient K_{SV}:
  Bei dem untersuchten Verdichter kann der Liefergrad insbesondere bei Vollhub je nach Drehzahl nur um etwa 0.2% verbessert werden, wenn der Saugventil-Koeffizient K_{SV} um 10% vergrößert wird. Eine Verkleinerung von K_{SV} führt zu einer noch größeren Reduktion, die bei hohen Drehzahlen bis zu 0.5% betragen kann. Diese geringe Abhängigkeit zeigt, dass in diesem Fall für die Erzielung belastbarer Simulationsergebnisse auch bei Verwendung von nicht genau bestimmten Saugventil-Koeffizienten möglich ist. Für den Verdichterhersteller bedeutet dieses Ergebnis, dass die Saugventilquerschnitte groß genug ausgelegt sind.

- Leckage-Koeffizient $K_{Leckage}$:
  Bei hohen Drehzahlen kann der Leckageeinfluss nahezu vernachlässigt werden. Allerdings ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen, wie sie beispielsweise im Leerlauf auftreten, insbesondere im abgeregelten Zustand des Verdichters und bei hohen Drücken ein signifikanter Einfluss des Leckagekoeffizienten auf den Liefergrad, der bei Werten von bis zu ±30% liegen kann. Dieses Verhalten muss insbesondere bei der Auslegung der Kolbenringe berücksichtigt werden. Allerdings werden sich bei der Simulation im Teillastbereich auch die größten Unsicherheiten ergeben, wenn der Leckagekoeffizient nicht entsprechend genau bestimmt werden kann.

- Totvolumen V_{Tot}:
  Eine Variation des Totvolumens führt bei großen Hüben und Druckverhältnissen zu einer Änderung des Liefergrades um weniger als ±5%, die auf Rückexpansionsverluste zurückzuführen ist. Bei kleinen Hüben ergeben sich zusätzlich vom Totvolumen abhängige Ver-

luste durch Kolbenringleckage, die bei kleinen Drehzahlen Werte von ±25% erreichen können.

Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des effektiven Gütegrades:

- Saugventilkoeffizient K_{SV}:
  Es ergibt sich hinsichtlich der Abhängigkeiten von K_{SV} ein ähnlicher Verlauf wie beim Liefergrad, wobei die Sensitivitäten einen etwa 3- 4 fach höheren Wert erreichen und anders als beim Liefergrad noch eine ausgeprägte Hochdruckabhängigkeit aufweisen.

- Druckventilkoeffizient K_{DV}:
  Es ergibt sich bei der Variation von K_{DV} eine ähnliche Abhängigkeit wie vom Saugventilkoeffizientn, nur mit stärker ausgeprägter Asymmetrie, 3-fach niedrigerer Sensitivität, einer geringeren Drehzahlabhängigkeit und einem geringeren Einfluss des Scheibenwinkels.

- Zylinderdurchmesser D_Z:
  Eine Vergrößerung des Zylinderdurchmessers führt bei großen Massenströmen, die insbesondere bei hohen Drehzahlen und Vollhub auftreten, zu einem signifikant schlechteren Gütegrad von bis zu ±10%. Der rel. Schadraum nimmt bei einer Vergrößerung des Hubvolumens ab, so dass bei hohen Druckverhältnissen die Abnahme weniger stark ausgeprägt ist. Für den Konstrukteur bedeutet dieses Aussage, dass bei einer Vergrößerung des Zylinderdurchmessers auch eine Vergrößerung der Ventilflächen erforderlich ist, um den Verdichter bei ähnlichen Wirkungsgraden betreiben zu können. Im Teillastbereich ergeben sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen aufgrund des geringeren Einflusses von Leckage- und Rückexpansionsverlusten um mehr als ±25% bedeutend höhere Wirkungsgrade.

- Teilkreisradius R_{TK}:
  Prinzipiell ergeben sich ganz ähnliche Sensitivitäten wie beim Zylinderdurchmesser, wobei die quantitativen Werte etwas geringer ausfallen.

Es ergeben sich folgende Sensitivitäten des mechanischen Wirkungsgrades:

- Reibungskoeffizient μ_{KS}:
  Es ergibt sich im abgeregelten Zustand des Verdichters eine rel. Sensitivität zwischen 2% und $3,5\%$, die eine leichte Hochdruckabhängigkeit aufweist, aber nicht von der Drehzahl abhängt. Im Vollhubbetrieb liegt der Wert bei 1% und hängt weder von Drehzahl noch vom Hochdruck ab.

- Zylinderdurchmesser D_Z:
  Es wird sowohl durch die Vergrößerung des Zylinderdurchmessers das Hubvolumen und damit der geförderte Kältemittelmassen vergrößert. Entsprechend vergrößert sich die indizierte Leistung signifikant. Hinsichtlich der Reibleistung ist eine Vergrößerung zu beobachten, die aber deutlich geringer ausfällt als der Gewinn an indizierter Leistung. Dadurch ergibt sich insgesamt ein günstiger mechanischer Wirkungsgrad d.h. eine Sensitivität mit normaler Richtung. Während bei Vollhub konstante Werte von 1% auftreten wobei weder eine Abhängigkeit von Druckverhältnis noch vom Hochdruck festzustellen ist, ergibt sich im abgeregelten Betrieb eine signifikante Abhängigkeit vom Hochdruck: Während sich bei kleinen Hochdrücken eine rel. Sensitivität von 3.5% ergibt liegt der Wert bei $120\,bar$ Hochdruck bei etwa 5% unabhängig von der Drehzahl.

- Teilkreisradius R_{TK}:
  Es ergibt sich quantitativ ein ganz ähnlicher Verlauf der Sensitivität wie beim Zylinderdurchmesser. Allerdings fallen die Werte etwas niedriger aus als beim Zylinderdurchmesser.

Die Kennfeldanalyse wird mit Hilfe der DACE-Methode, einem Extrapolationsverfahren, basierend auf einem Raster von Randbedingungen durchgeführt. Dazu werden Liefergrad, Gütegrad und mechanischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Drehzahl n, Hochdruck p_D und Scheibenwinkel α bestimmt und anhand von zwei- und dreidimensionalen Diagrammen visualisiert. Die erzeugten Kennfelder bilden den Betriebsbereich des Verdichters für einen typischen Bereich von Randbedingungen ab und können anhand der verwendeten Teilmodelle physikalisch interpretiert werden. Für den Liefergrad ergibt sich beispielsweise bei Vollhub ein Minimum bei maximalem Hochdruck und nidedriger Drehzahl. Dieses Verhalten kann mit dem Einfluss der Leckage erklärt werden. Für kleine Winkel verstärkt sich dieser Effekt, da der Leckagemassenstrom einen immer größeren Anteil annimt.
Dagegen ergibt sich beim effektiven Gütegrad bei Vollhub das Minimum aufgrund hoher Ventilverluste bei maximaler Drehzahl und minimalem Hochdruck. Aufgrund der Rückexpansionsverluste und Leckage nimmt der Gütegrad ebenfalls mit abnehmenden Winkel ab.

Der mechanische Wirkungsgrad hängt im Wesentlichen nur vom Schwenkwinkel ab, während Hochdruck und Drehzahl nur eine untergeordnete Rolle spielen.

Die mit Hilfe des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Verdichtermodells generierten Kennfelddaten können mit Hilfe von in der Literatur verfügbaren Kennfeldansätzen abgebildet werden und für rechenzeitoptimierte Systemsimulation verwendet werden.

Anhang A

Gesamtübersicht über maximale Sensitivitäten

Param.	Definition und Gl	Param. gruppe	Maximale Sensitivität
V_{Tot}	Totvolumen (siehe Gl. 2.48)	geom.(R)	23,65 %
R_{TK}	Teilkreisradius (siehe Abb. 2.9)	geom.(R)	57,94 %
D_Z	Zylinderdurchmesser (siehe Abb. 2.9)	geom.(R)	99,67 %
V_{SK}	Saugkammervolumen (siehe Abb. 2.3)	geom.(R)	5,32 %
V_{DK}	Hochdruckkammervolumen (siehe Abb. 2.3)	geom.(R)	1,52 %
$K_{Leckage}$	Leckage-Koeffizient (siehe Gl. 2.31)	geom.(V)	22,26 %
K_{SV}	Saugventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	1,32 %
K_{DV}	Druckventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	0,56 %
K_{SK}	Saugkammer-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	0,81 %
K_{DK}	Druckkammer-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	3,44 %
K_B	Bohrungs-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	2,25 %
K_{PWM}	Regelventil-Koeffizient (siehe Gl. 2.29)	geom.(V)	3,96 %
α_{SK-DK}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.38) zw. Saugkammer(SK) und Hochdruckkammer(DK)	therm.	0,94 %
α_{SK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Saugkammer(SK) und Umgebung(U)	therm.	0,81 %
α_{DK-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Hochdruckkammer(DK) und Umgebung(U)	therm.	1,16 %
α_{KG-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Kurbelgehäuse(KG) und Umgebung(U)	therm.	0,81 %
α_{ZB-U}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.40) zw. Zylinderblock(ZB) und Umgebung(U)	therm.	1,09 %
α_{ZB-Z}	Wärmeübertragungskoeffizient (siehe Gl. 2.39) zw. Zylinderblock(ZB) und Zylinder(Z)	therm.	0,51 %
μ_{ZK_T}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Zylinder(Z) und Kolben(K) am Punkt(T)	dynam. Reibung	1,18 %
μ_{ZK_B}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Zylinder(Z) und Kolben(K) am Punkt(B)	dynam. Reibung	1,00 %
μ_{KS}	Reibungskoeffizient (siehe Gl. 2.35) zw. Kolben(K) und Schwenkscheibe(S)	dynam. Reibung	4,26 %
k_{KS}	Geschw.-faktor zw.(K) und (S) (siehe Gl. 2.35)	dynam. Reibung	0,66 %
$\mu_{WL_{Axial}}$	Reibungskoeffizient zw. (siehe Gl. 2.35) Kolben(K) und Schwenkscheibe(S)	dynam. Reibung	0,763 %

Tabelle A.1: Maximale Sensitivitäten für die ausgewählten 23 Parameter der Sensitivitätsanalyse.

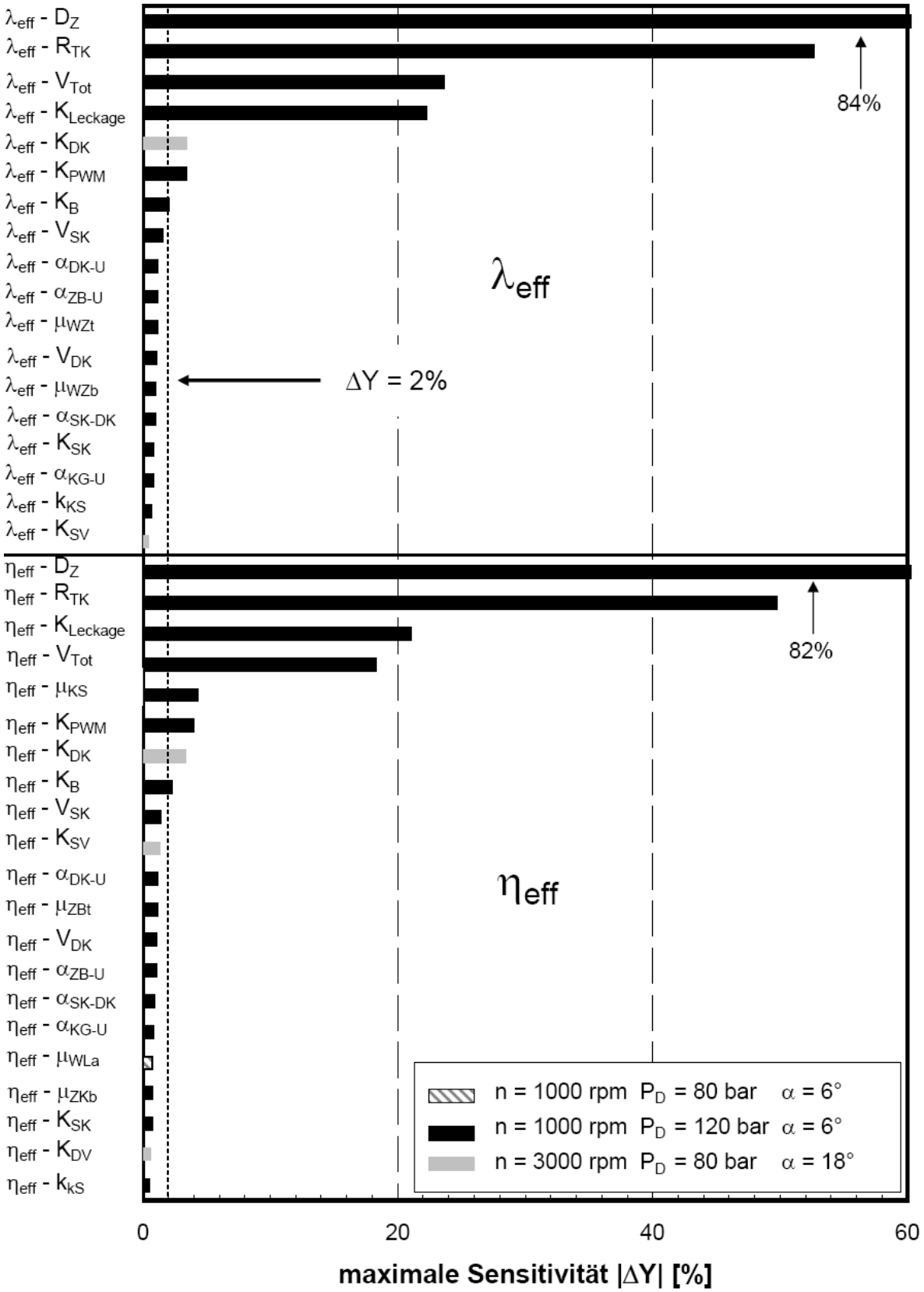


Abbildung A.1: *Übersicht über die maximalen Sensitvitäten $|\Delta Y|$ des Liefer- und effektiven Gütegrades, wobei nur Werte über $|\Delta Y| > 0.4\%$ berücksichtigt sind.*

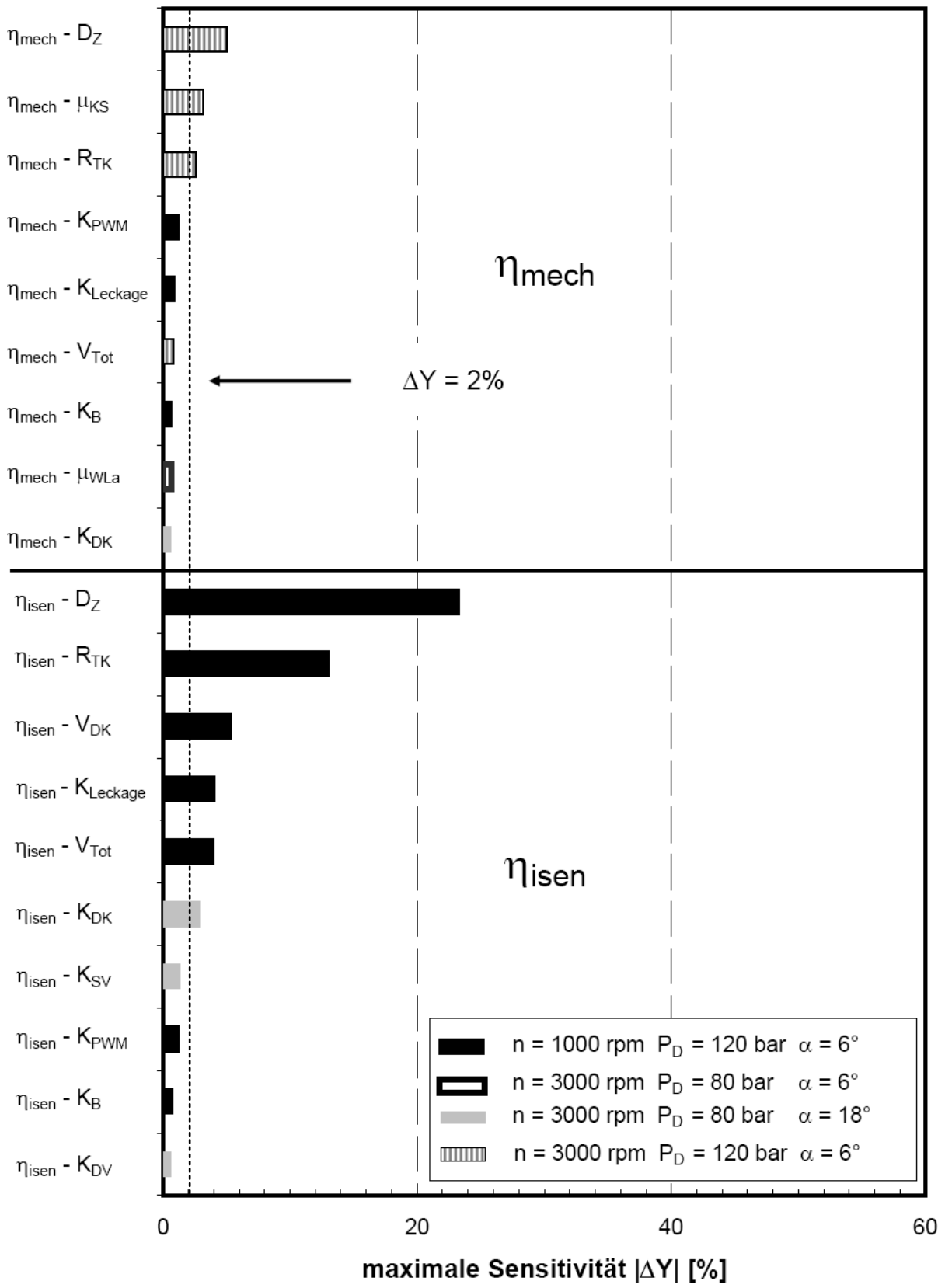


Abbildung A.2: *Übersicht über die maximalen Sensitvitäten* $|\Delta Y|$ *des mechanischen und isentropen Gütegrades, wobei nur Werte über* $|\Delta|Y > 0.4\%$ *berücksichtigt sind.*

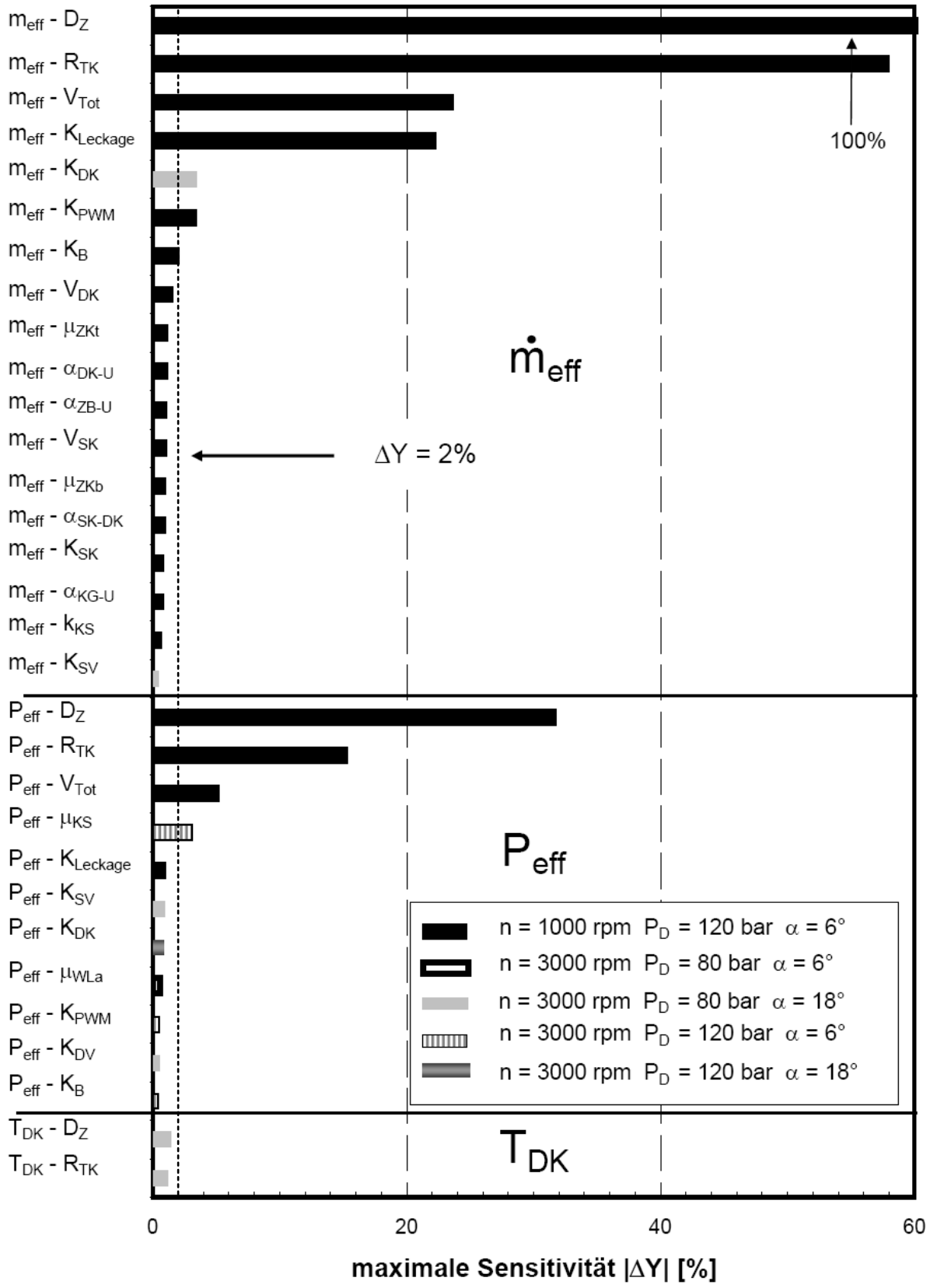


Abbildung A.3: *Übersicht über die maximalen Sensitvitäten $|\Delta Y|$ des Massenstroms, der Antriebsleistung und der Verdichtungsendtemperatur, wobei nur Werte über $|\Delta Y| > 0.4\%$ berücksichtigt sind.*

Anhang B

Darstellung der Sensitivität weiterer Variablen/Parameter Kombinationen

B.0.1 Sensitivität des effektiven Liefergrades

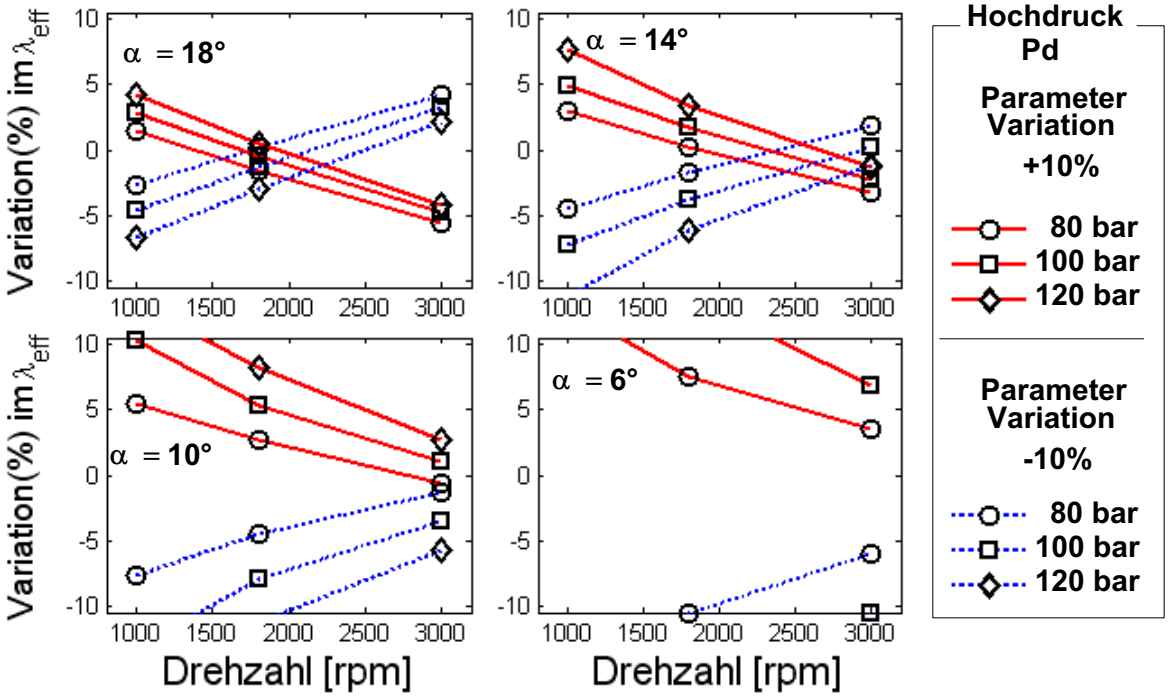


Abbildung B.1: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

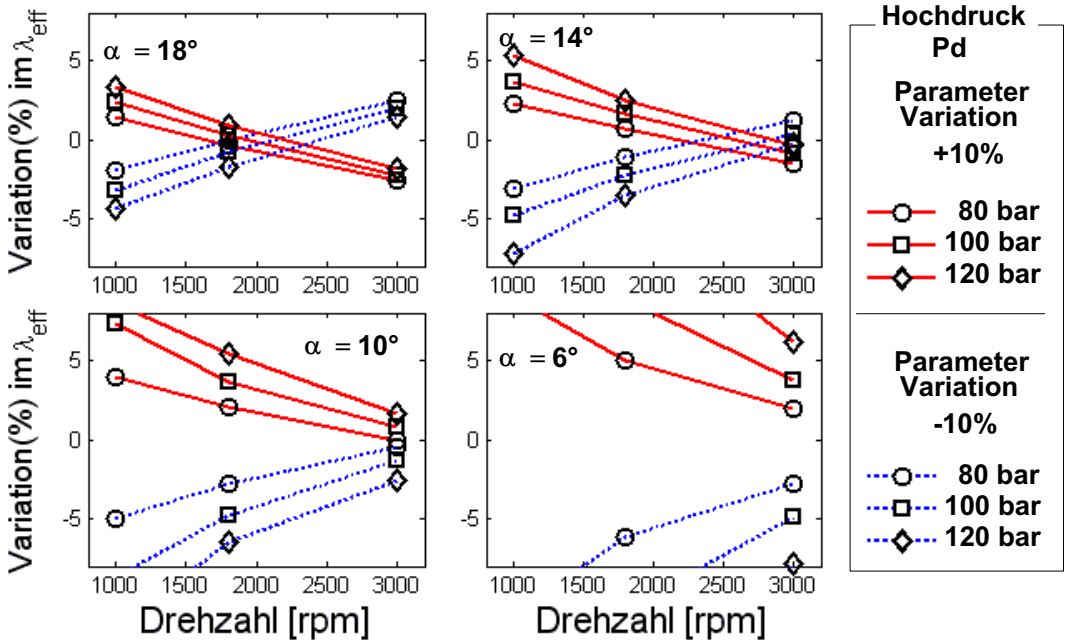


Abbildung B.2: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

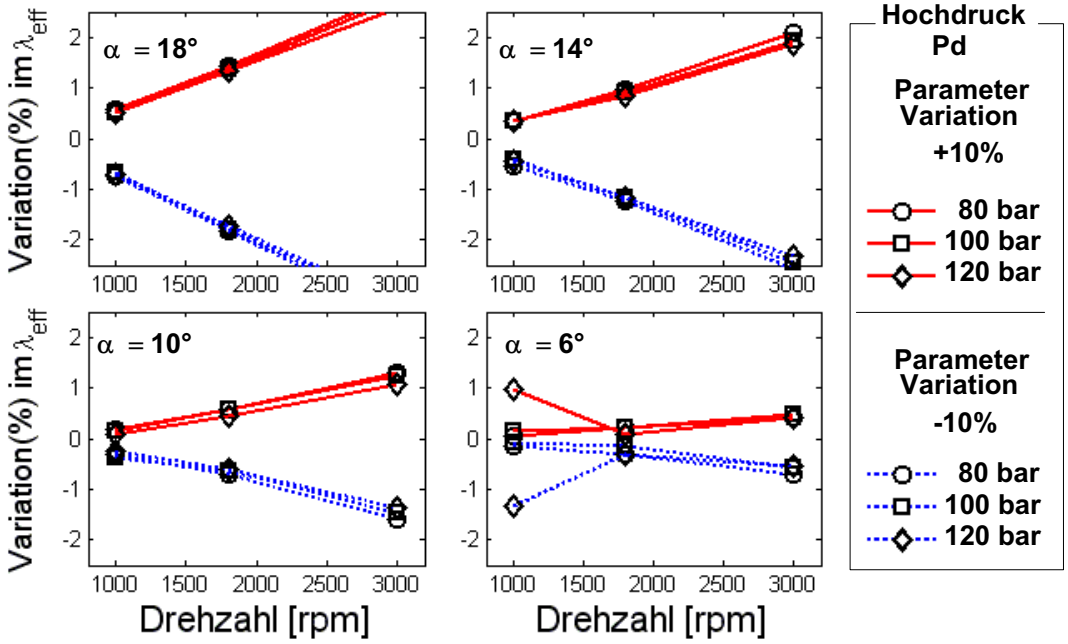


Abbildung B.3: *Einfluss des Parameters „Druckkammer-Koeffizient“ K_{DK} auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

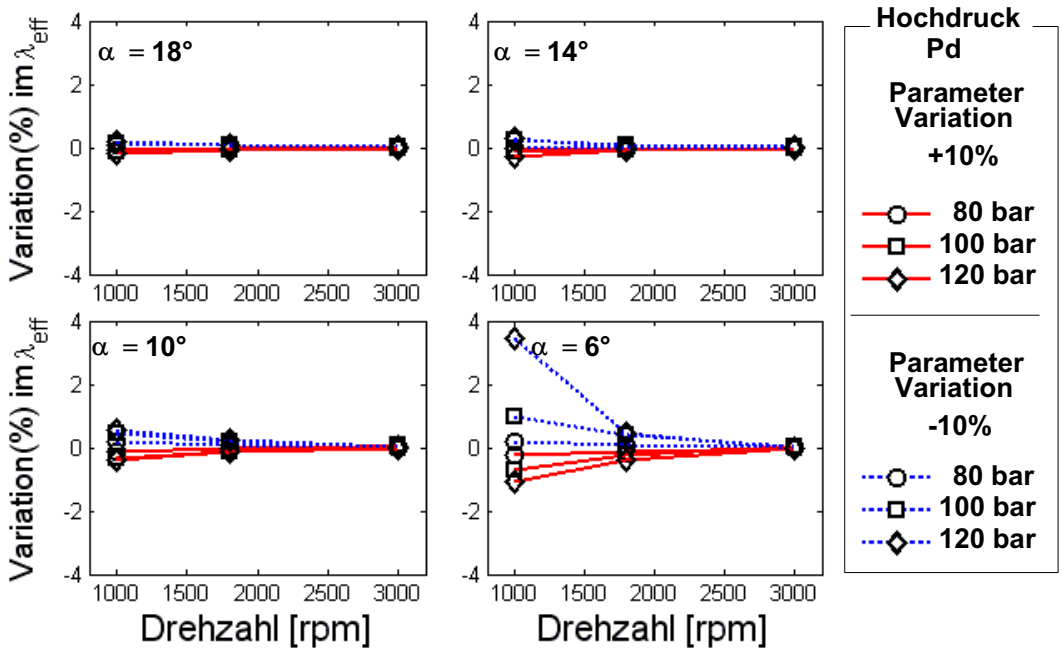


Abbildung B.4: *Einfluss des Parameters „PWM-Koeffizient“ K_{PWM} auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

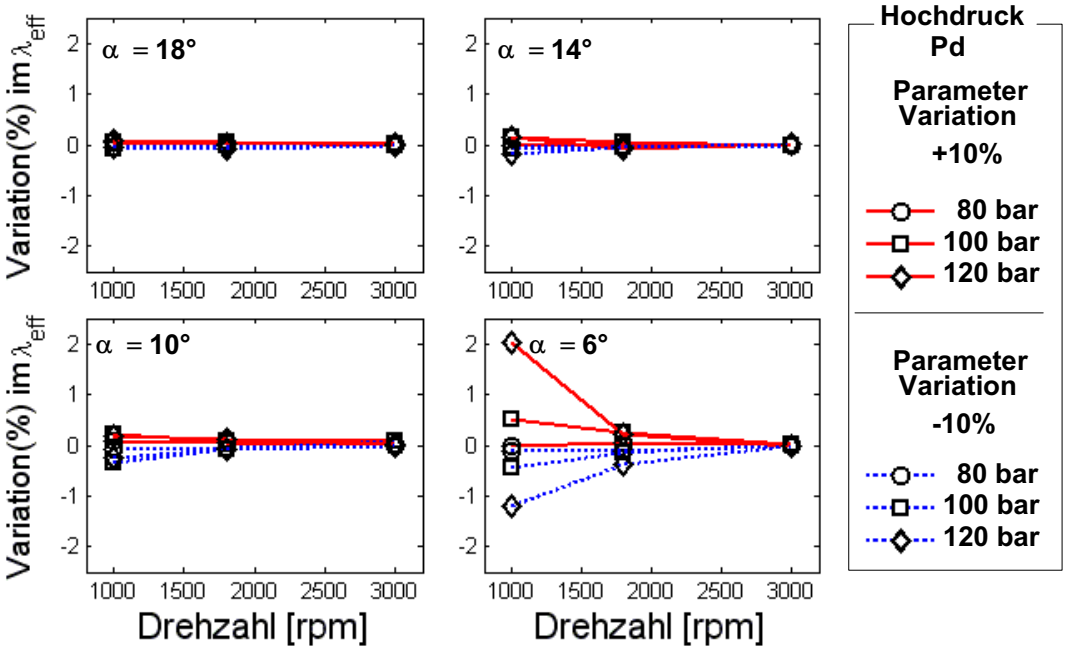


Abbildung B.5: *Einfluss des Parameters „Bohrung-Koeffizient“ K_B auf den Liefergrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

B.0.2 Sensitivität des effektiven Gütegrades

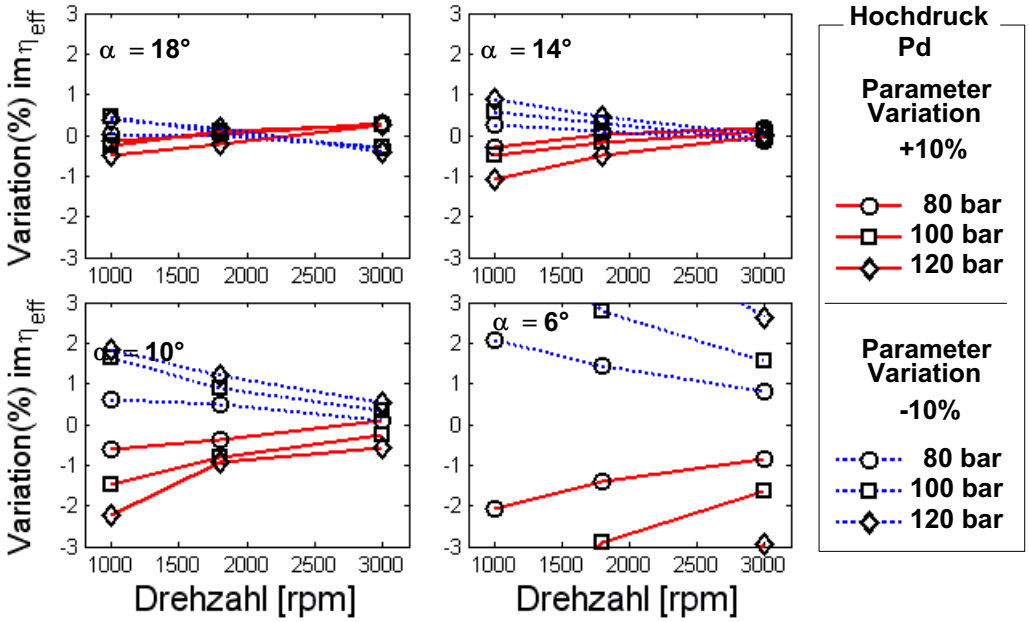


Abbildung B.6: *Einfluss des Parameters „Totvolumen“ V_{Tot} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

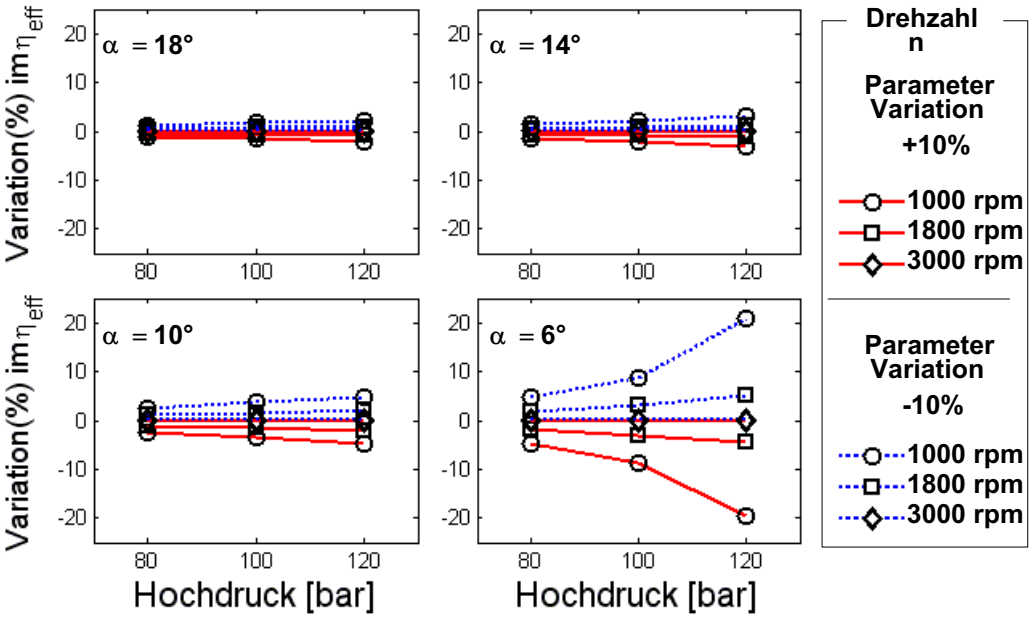


Abbildung B.7: *Einfluss des Parameters „Leckagekoeffizient“ $K_{Leckage}$ auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

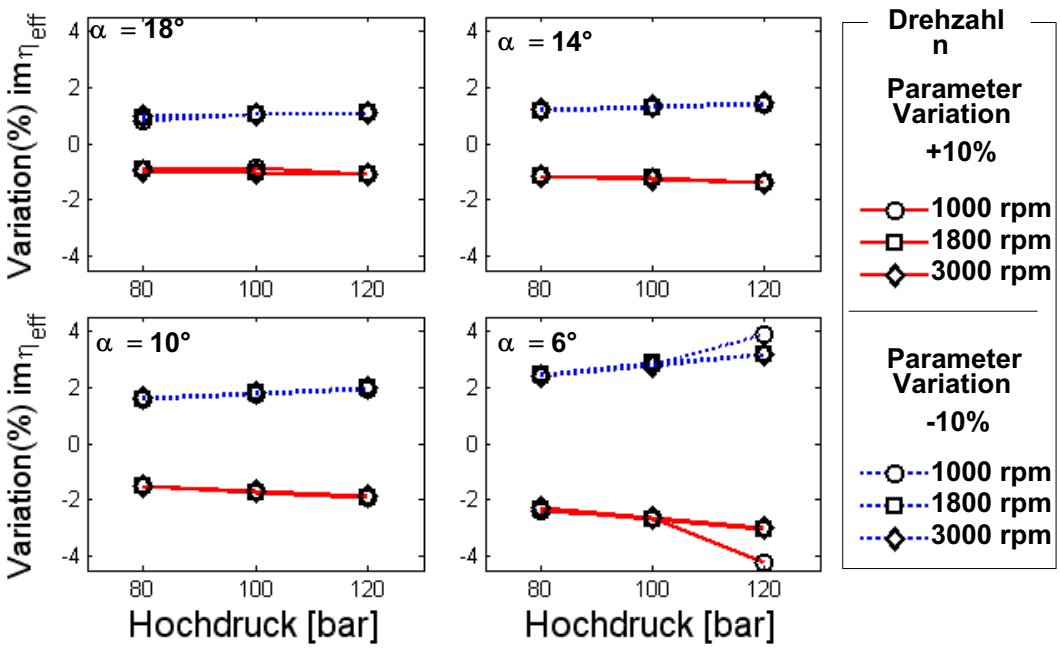


Abbildung B.8: *Einfluss des Parameters „Reibungskoeffizient“ μ_{KS} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

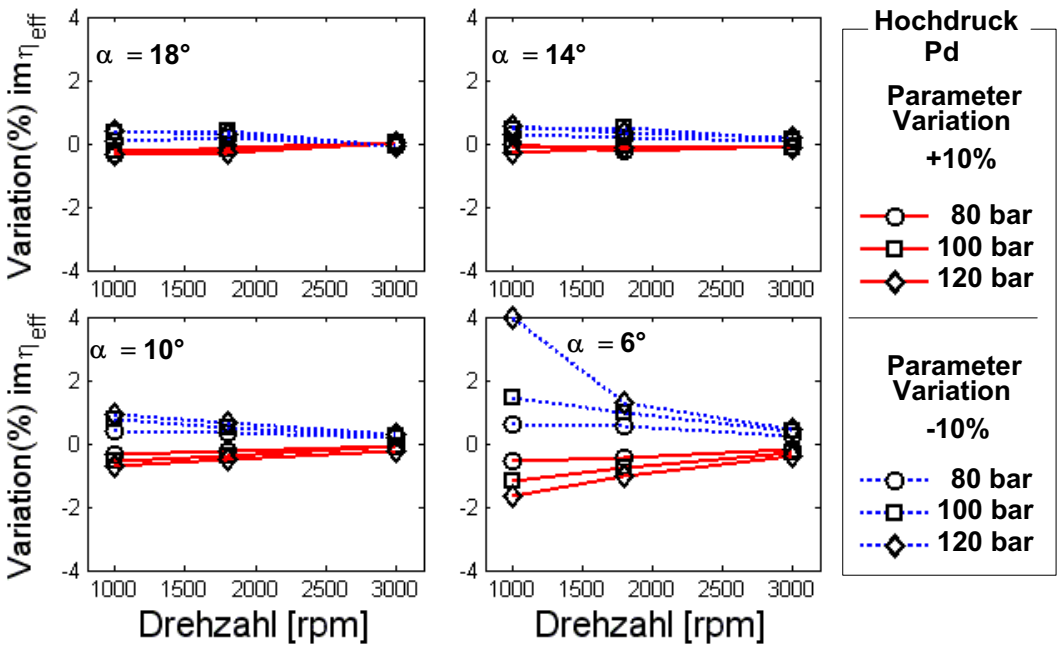


Abbildung B.9: *Einfluss des Parameters „PWM-Koeffizient“ K_{PWM} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

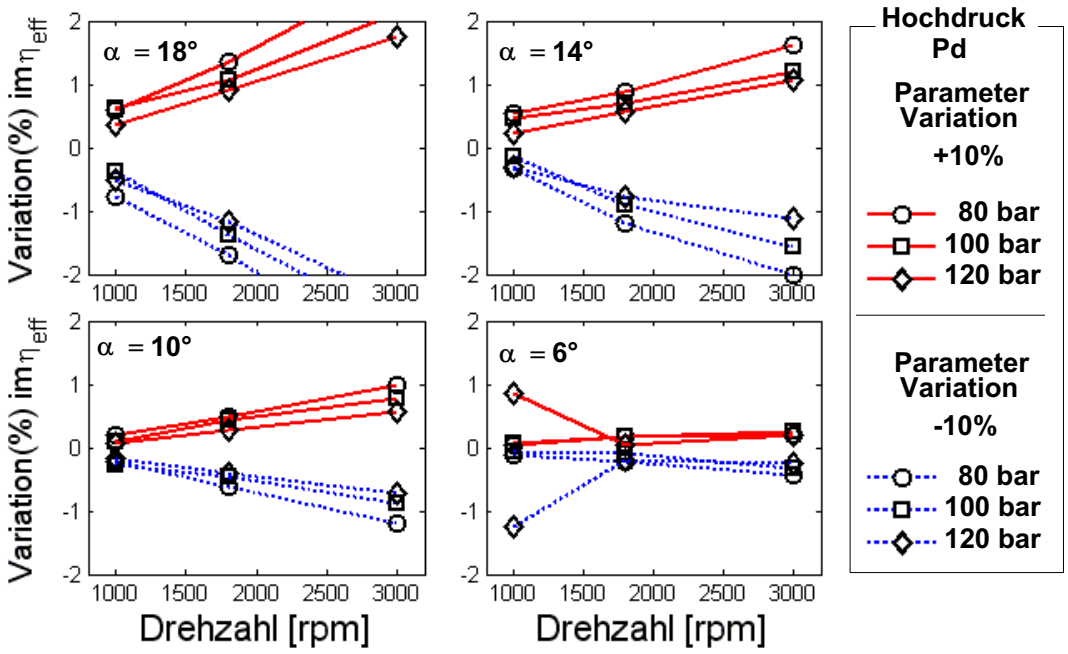


Abbildung B.10: *Einfluss des Parameters „Druckkammer-Koeffizient“ K_{DK} auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

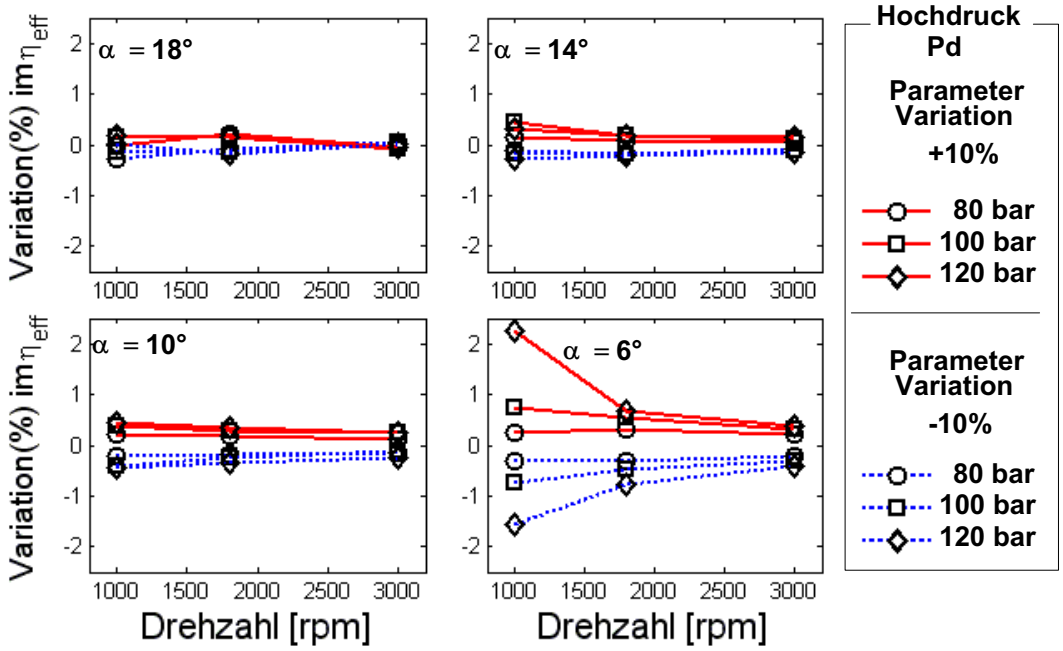


Abbildung B.11: *Einfluss des Parameters „Bohrung-Koeffizient“ K_B auf den effektiven isentropen Gütegrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

B.0.3 Sensitivität des isentropen Verdichterwirkungsgrades

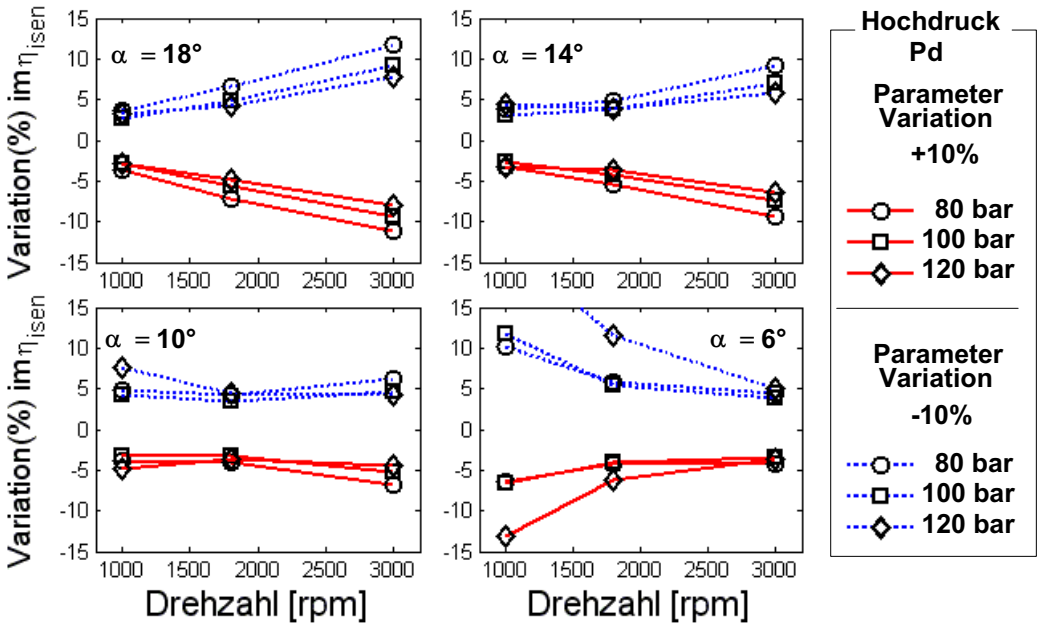


Abbildung B.12: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

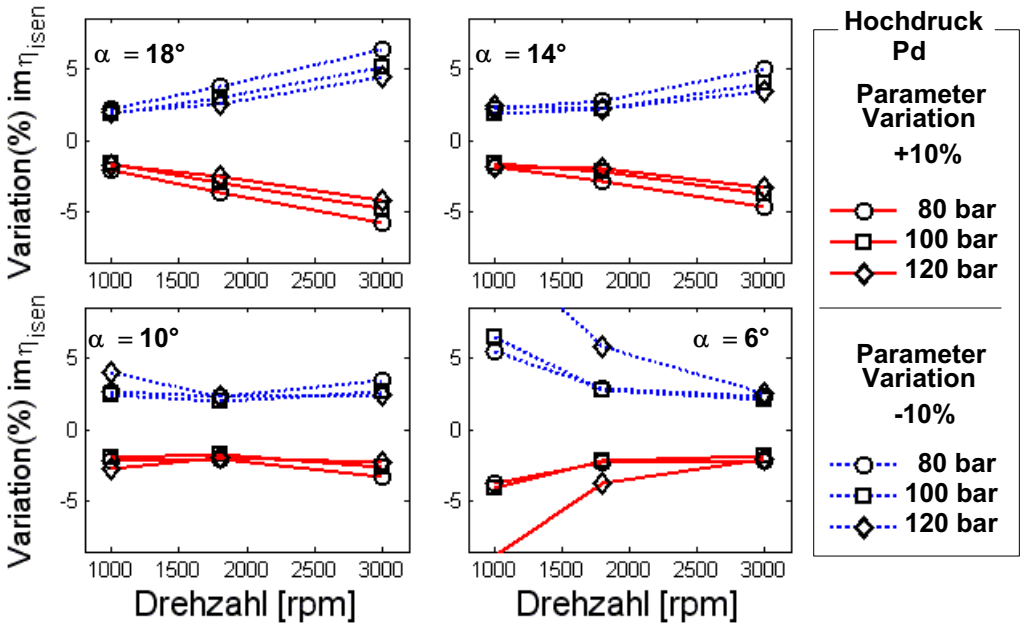


Abbildung B.13: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

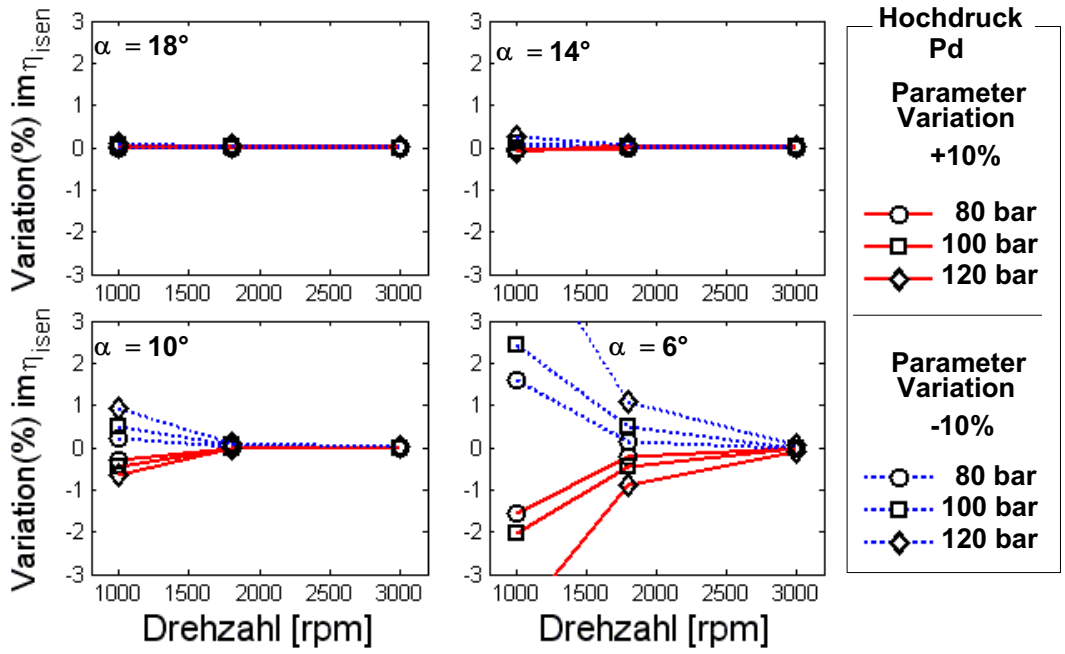


Abbildung B.14: *Einfluss des Parameters „Hochdruckkammervolumen“ V_{DK} auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

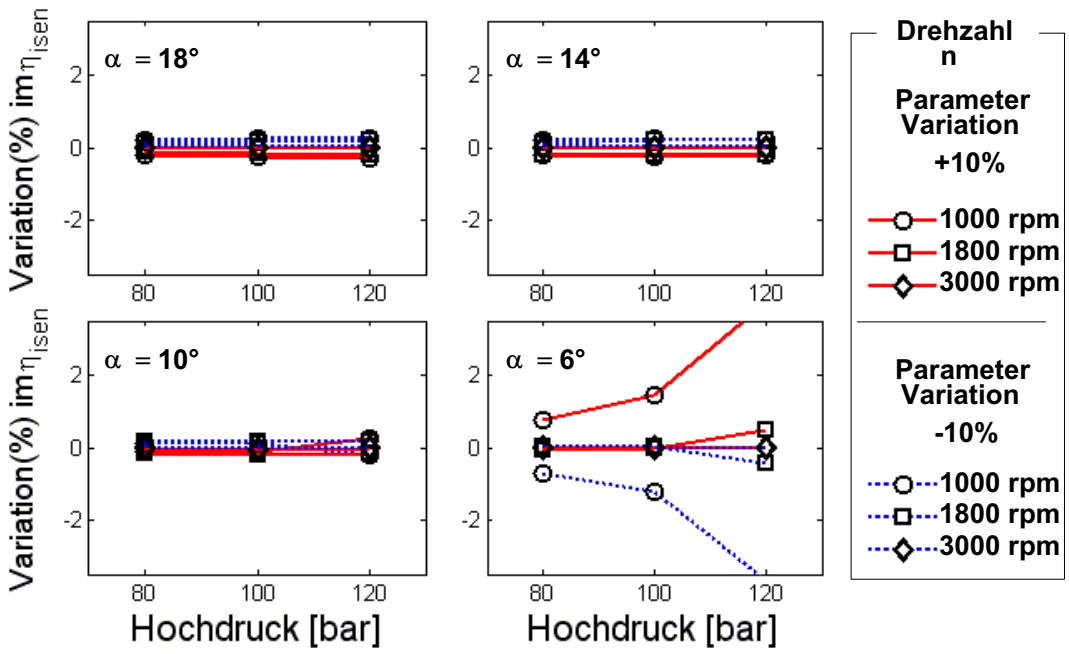


Abbildung B.15: *Einfluss des Parameters „Leckagekoeffizient“ $K_{Leckage}$ auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

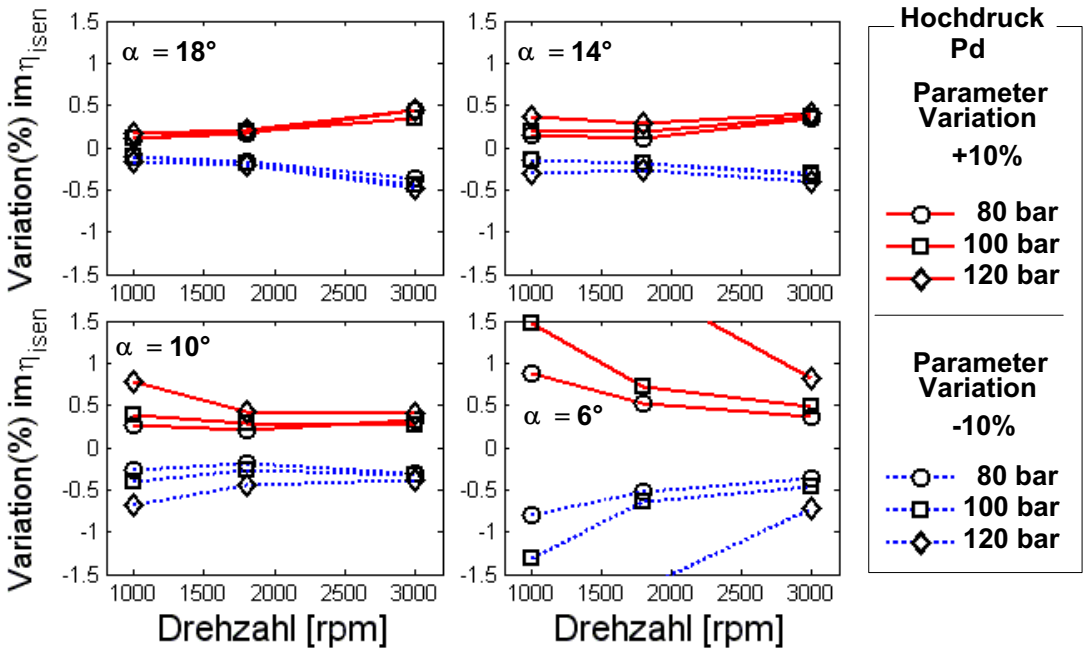


Abbildung B.16: *Einfluss des Parameters „Totvolumen“ V_{Tot} auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

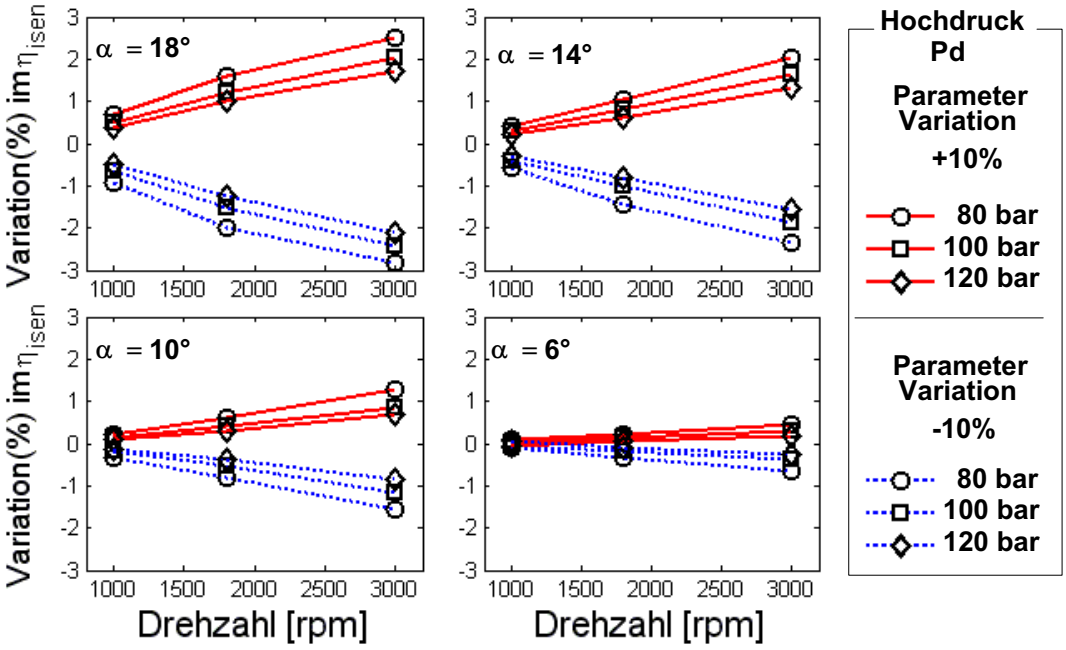


Abbildung B.17: *Einfluss des Parameters „Druckkammer-Koeffizient“ K_{DK} auf den isentroper Verdichterwirkungsgrad (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

B.0.4 Sensitivität des effektiven Massenstroms

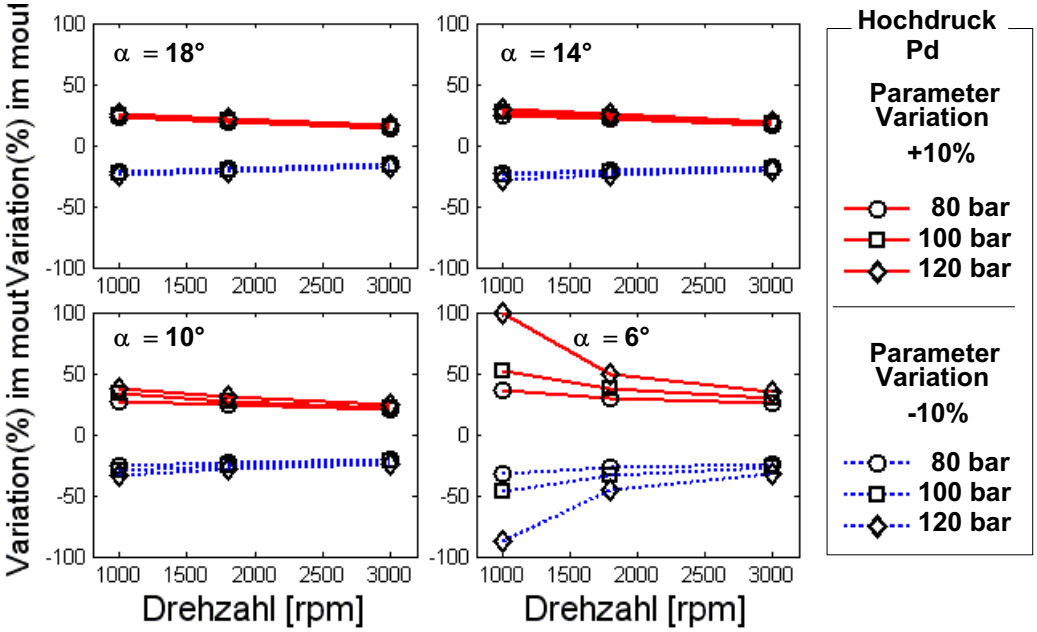


Abbildung B.18: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

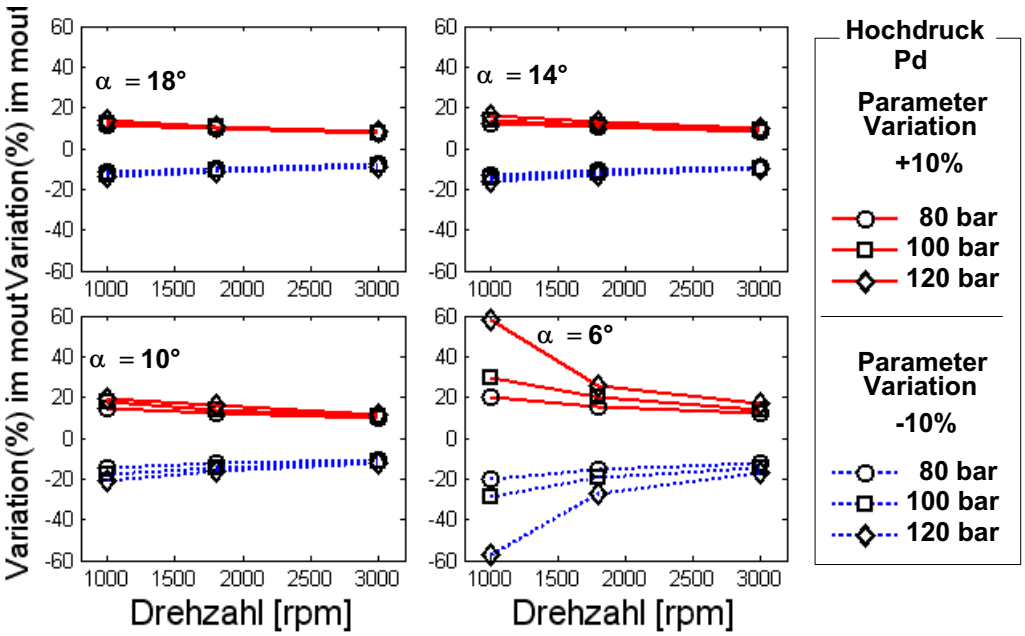


Abbildung B.19: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

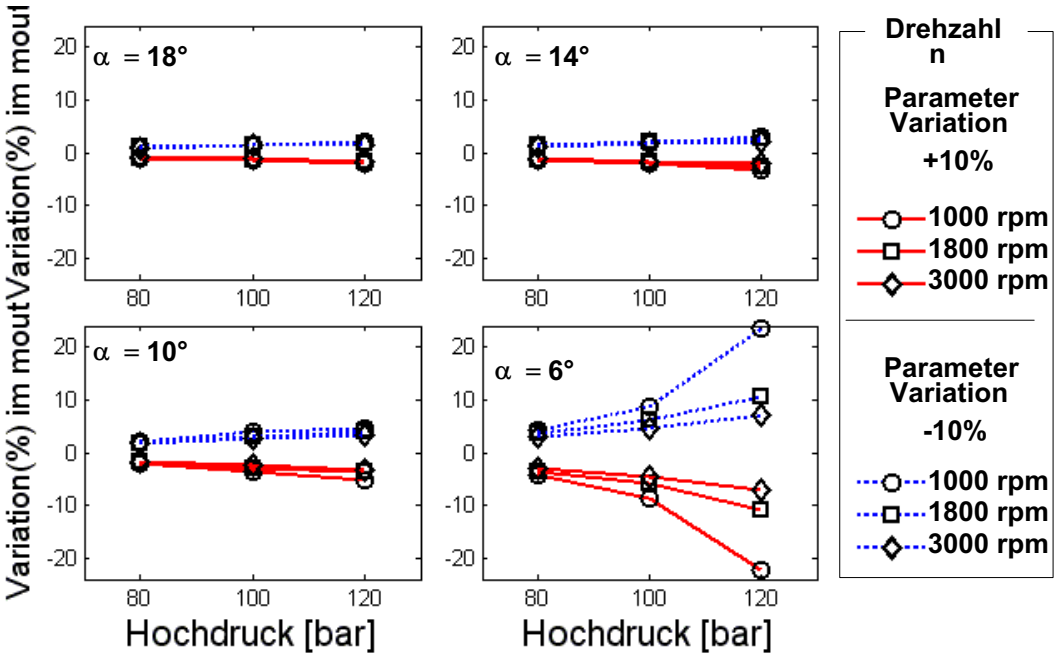


Abbildung B.20: *Einfluss des Parameters „Totvolumen“ V_{Tot} auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

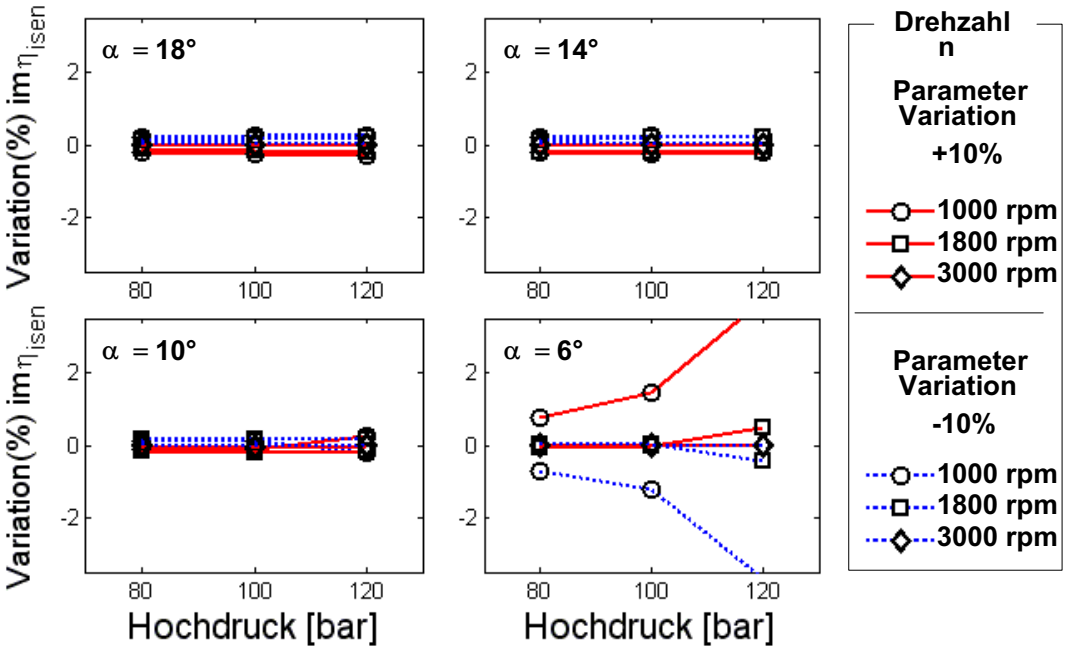


Abbildung B.21: *Einfluss des Parameters „Leckagekoeffizient“ $K_{Leckage}$ auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

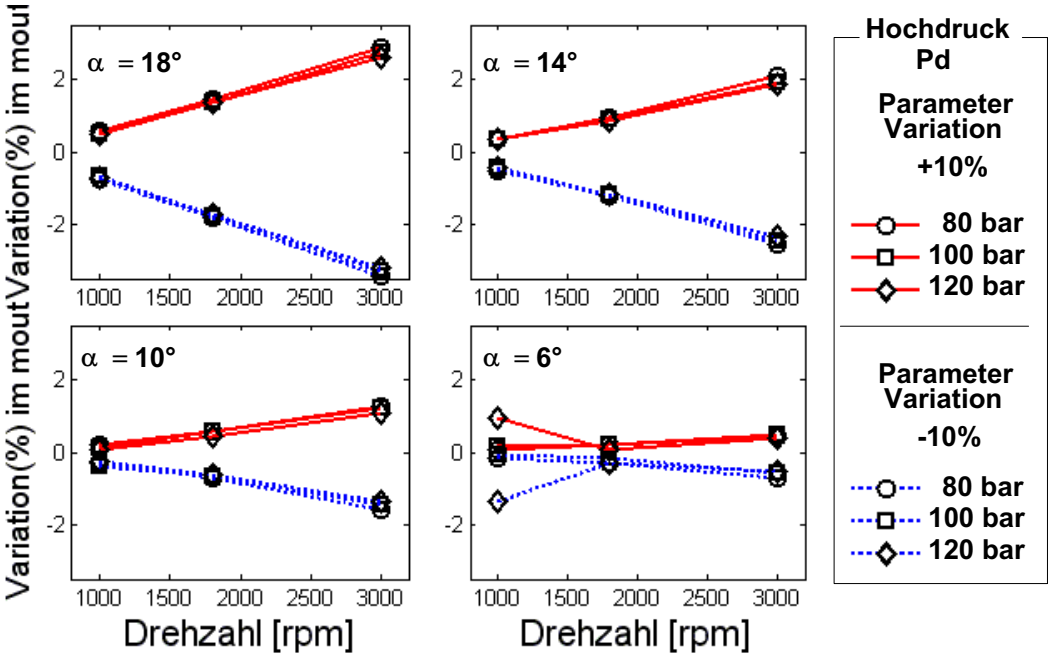


Abbildung B.22: *Einfluss des Parameters „Druckkammer-Koeffizient“ K_{DK} auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

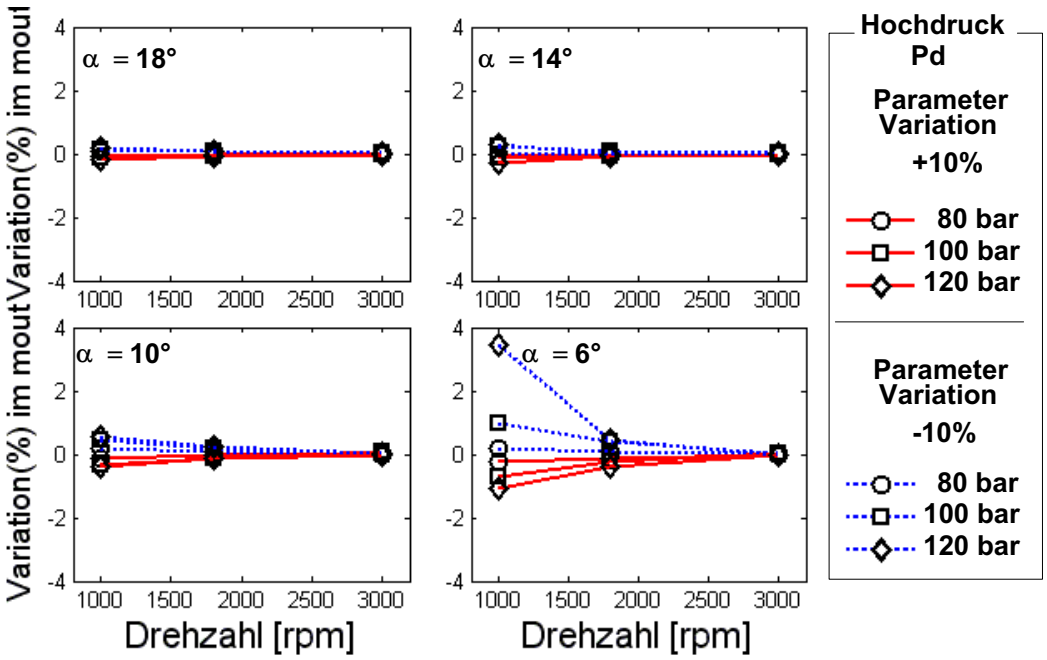


Abbildung B.23: *Einfluss des Parameters „PWM-Koeffizient“ K_{PWM} auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

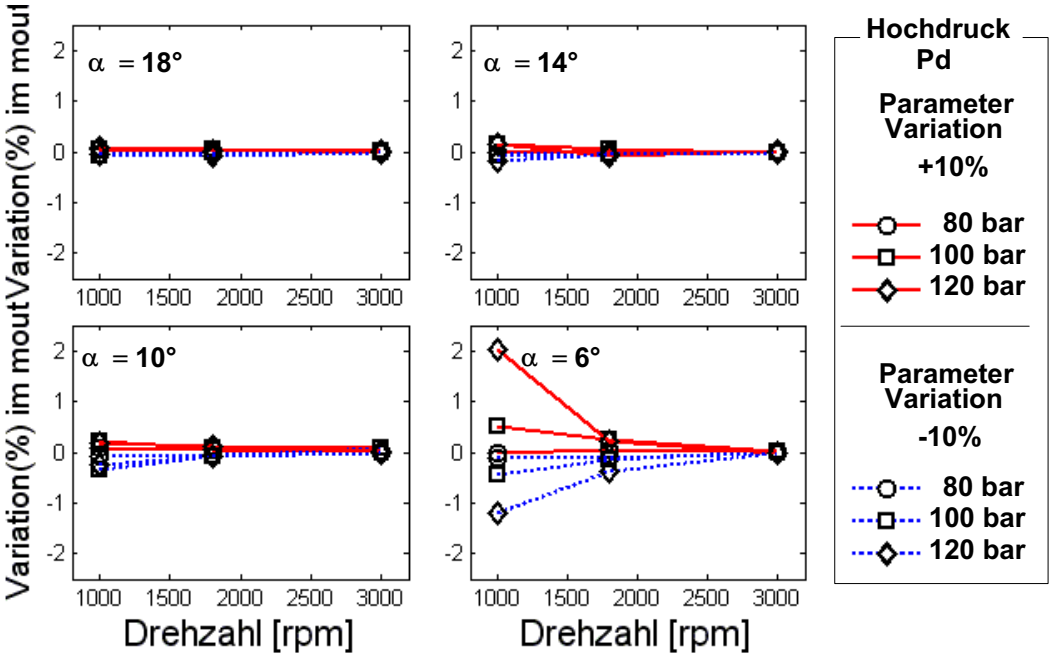


Abbildung B.24: *Einfluss des Parameters „Bohrung-Koeffizient“ K_B auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

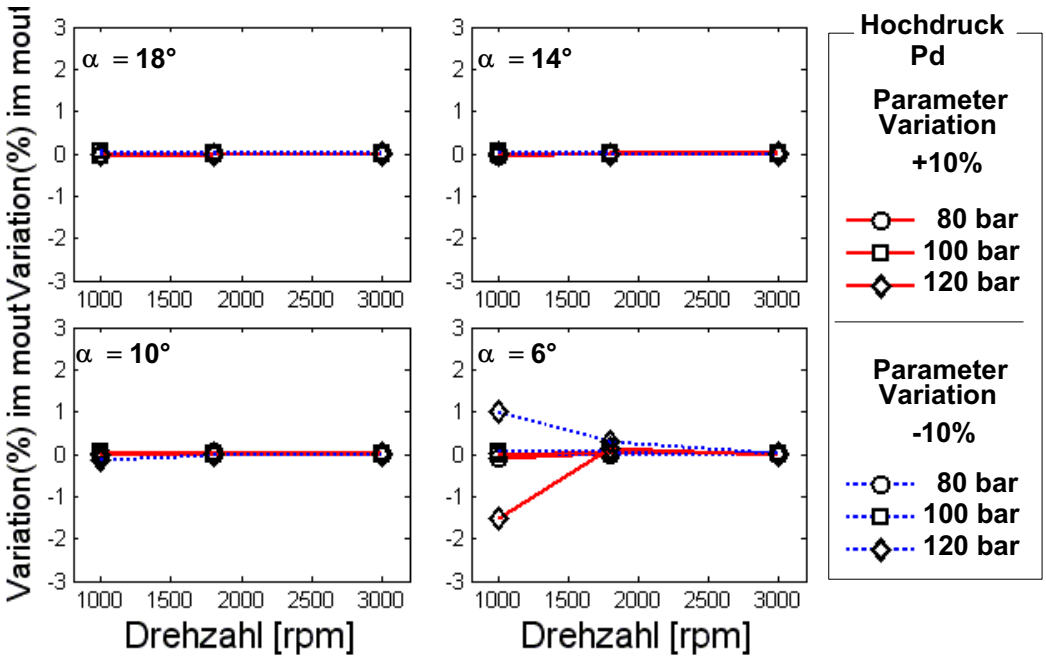


Abbildung B.25: *Einfluss des Parameters „Saugkammervolumen“ V_{SK} auf den effektiver Massenstrom (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

B.0.5 Sensitivität der effektiven Leistung

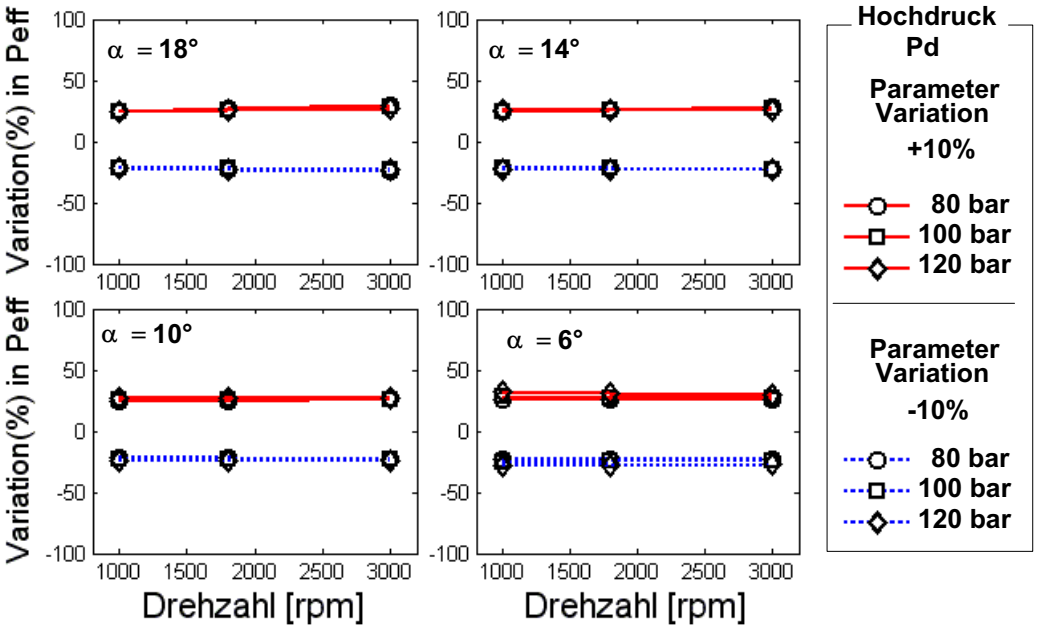


Abbildung B.26: *Einfluss des Parameters „Zylinderdurchmesser“ D_Z auf die effektive Leistung (Abhängigkeit von der Drehzahl).*

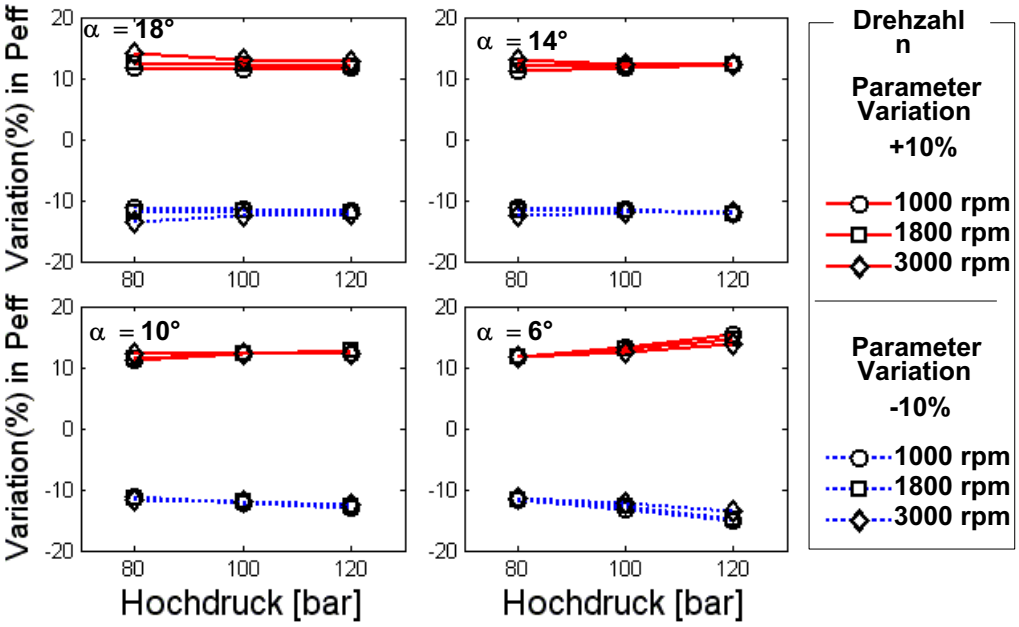


Abbildung B.27: *Einfluss des Parameters „Teilkreisradius“ R_{TK} auf die effektive Leistung (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

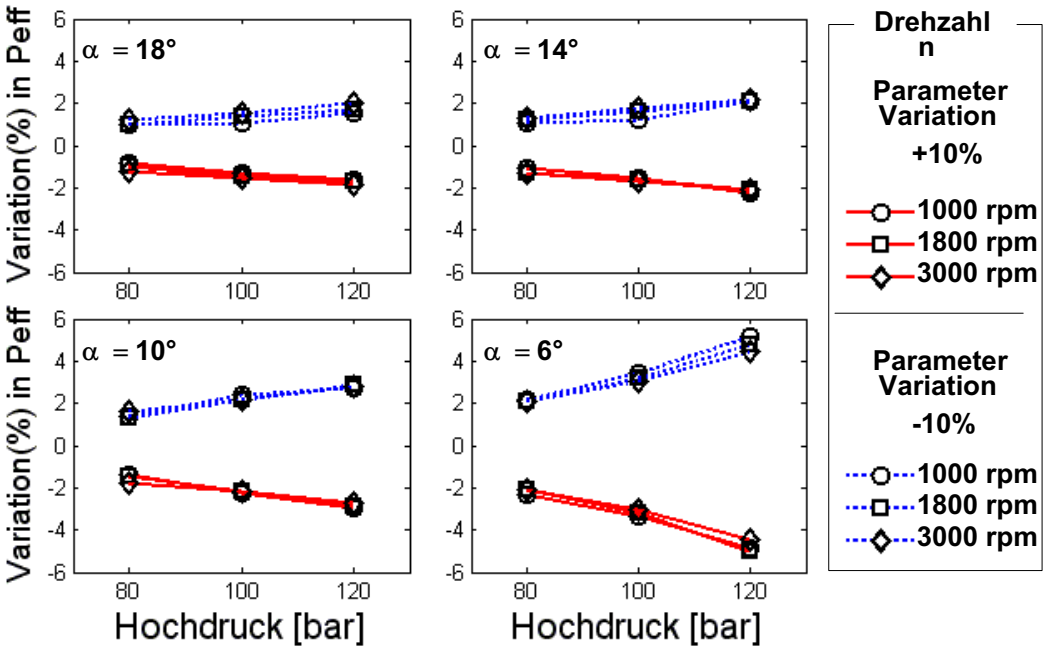


Abbildung B.28: *Einfluss des Parameters „Totvolumen“ V_{Tot} auf die effektive Leistung (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

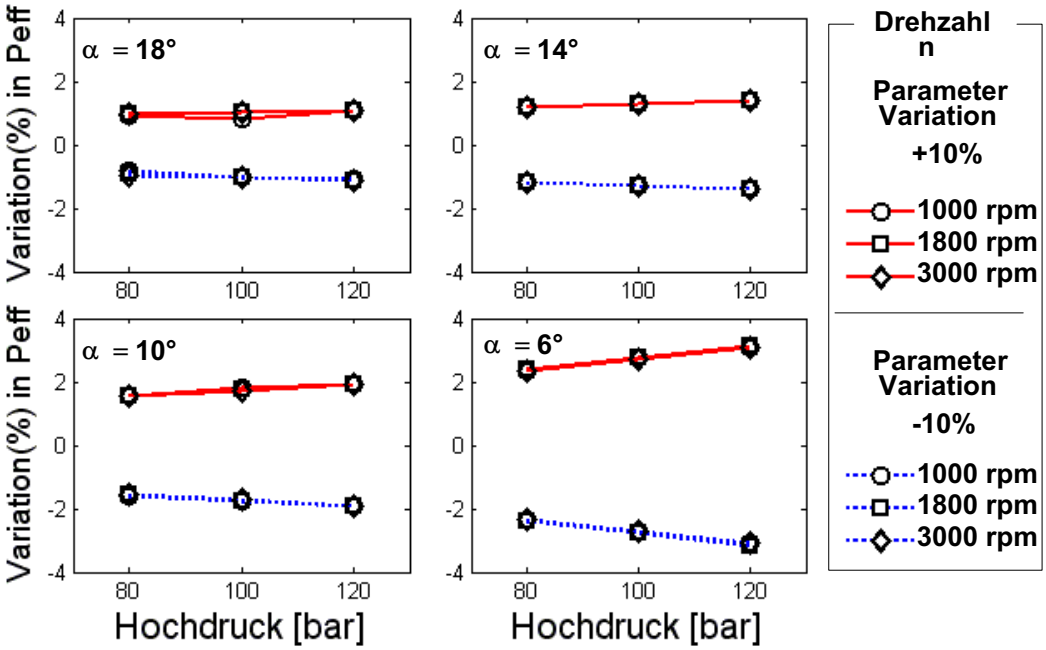


Abbildung B.29: *Einfluss des Parameters „Reibungskoeffizient“ μ_{KS} auf die effektive Leistung (Abhängigkeit vom Hochdruck).*

Anhang C

Wärmeleitungs- und Konvektionsfläche

Prozess

L - Wärmeleitung Strömungsfläche

Ki - Konvektion Innenfläche

Ka - Konvektion Außenfläche

Komponenten

U - Umgebung

KG - Kurbelgehäuse

SK - Saugkammer

DK - Hochdruckkammer

ZB - Zylinderblock

W - Antriebswelle

Z - Zylinder

K - Kolben

S - Scheibe

	radial			axial						
	L	Ki	Ka	L	Ki	Ka	L	Ki	Ka	L
*U | SK	✓	✓	✓				✓	✓	✓	
*U | DK				✓	✓	✓				
U | KG	✓	✓	✓							
U | ZB	✓		✓							
SK | DK	✓	✓	✓							
SK | ZB							✓		✓	
DK | ZB				✓		✓				
ZB | W	✓			✓						
ZB | KG							✓		✓	
W | KG	✓		✓	✓		✓				
W | S	✓									✓
Z | ZB	✓						✓			
Z | K	✓			✓		✓	✓			
K | S				✓						✓
K | KG			✓							✓
S | KG			✓			✓				

Abbildung C.1: *Tabelle mit dem Wärmeübergangsprozess (links oben) und der Schnittstelle der Komponenten des Verdichters (links unten).*

Literaturverzeichnis

[2006] Ahmad, Z. A., Latif, A. A.; Syahrom, A. S.;Musa, Md. N.: *Analysis on Anti-Rotating Mechanism of New Symmetrical Wobble Plate Compressor.* , Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C065, USA, 2006, S. 1-8. 1.3

[2000] ANSI-ASHRAE:*Compressors.* , ASHRAE Standard 34, 2000. 1.2

[1998] Ascher, Uri M.; Petzold, Linda R.: *Computer Methods for Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations.* , SIAM, 1998. -ISBN 0-89871-41-5. 3.2.4

[1999] Beater, P.: *Entwurf hydraulischer Maschinen* , Springer Verlag, Berlin, 1999. 2.2.2

[1997] Bejan, A.: *Advanced Engineering Thermodynamics* , John Wiley & Sons-Verlag, New York, 1997. 2.1.2

[1984] Below, F. J.; Miloslavich, A. D.: *Dynamics of Swash Plate Mechanism* , Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1984, S. 76-81. 2.4.2

[1978] Böswirth, L.:*Zur Berechnung des Quetsch- und Klebeeffektes bei dünnen flüssigkeitsgefüllten Spalten*, VDI Fortsschrittsbericht, Düsseldorf, 1978. 4.3

[1994] Böswirth, L.:*Strömung und Ventiplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen*, Eigenverlag, Mödling, Österreich, 1994. 1.3

[1998] Böswirth, L.; Milovanova, Vanda: *Simple but efficient Methods for estimation of Valve Loss Capacity Loss* , Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 93-98. 2.1, 2.1.4

[1995] Bock, H. G. u. a.:*Numerik großer Differential-Algebraischer Gleichungen - Simulation und Optimierung.*, In H. Schuler (Hrsg.), Prozeßsimulation, S. 35-80, VCH, Weinheim, 1995. 3.2.1

[1974] Bredesen, A.: *Computer simulation of valve dynamics as an aid to design*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1974, S. 171-177 1.3, 1.3

[1996] Brenan, K. E. ; Campbell, S. L. ; Petzold, L. R.: *Numerical Solution of Initial-Value Problems in Differential-Algebraic Equations. Soc for Industrial and Applied Math*, 1996. 3.2.4

[1980] Brok, S.; Touber, D.; van de Meer, J.: *Modelling of Cylinder Heat Transfer - Large Effort, little Effect?*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1980, S. 43-50. 1.3

[1993] Burden, R.L.: *Numerical Analysis.*, 5. Auflage, PWS-KENT Publishing Company, Boston 1993 3.2.4

[1996] Cavallini, A.; Doretti, G. A.; Longo,L. Rossetto;Zannerio, B. B.: *Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 535-540. 1.3, 2.1

[2002a] Chen, Yu.; Halm,Nils.; Groll, E. und Braun: *Mathematical Modeling of Scroll Compressors - Part I: Compression process Modeling*, International Journal of Refrigeration, 2002 , Volume 25, Number 7, S. 731-750. 1.3, 2.1

[2002b] Chen, Yu.; Halm,Nils.; Groll, E. und Braun: *Mathematical Modeling of Scroll Compressors - Part II: Overall Scroll modeling*, International Journal of Refrigeration, 2002 , Volume 25, Number 7, S. 751-764. 1.3, 1.3, 2.1, 5.1

[2003] Ciconkov, R.: *Kolbenverdichter – Simulation des Leistungsverhaltens beim Einsatz in einem Verflüssigungssatz.* , Ki Luft- und Kältetechnik, 3, 2003, S. 125-130. 2.5.2, 4.3

[1993] Cressie, N.: *Statistics for spatial data.* , John Wiley and Sons,New York,rev. Auflage, 1993. 5.2

[2005] Dynasim AB.: *Dymola - Dynamic Modeling Laboratory with Modelica (Dynasim AB)*, Version: 2005, http://www.dynasim.se. -Online - Ressource, Abruf: 1. Apr. 2005. 3.1.1

[1998] Elmqvist, Hilding; Mattsson, Sven E.; Otter, Martin : *Modelica : The New Object-Oriented Modeling Language.*, The 12th European Simulation Multiconference, ESM'98, June 16–19, Manchester, UK, 1998. 3.1.1

[2006] EU directive of the European Parliament and of the Councel: *relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles an amending Council Directive*, 70/156/EEC, (17 May 2006). 1.1

[1994] Fagotti, F.; Ferreira, R.; Prata, A.: *Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1994, S. 110-115. 2.1

[1998] Fagotti, F.; Ferreira, R.; Prata, A.: *A new Correlation for Instantaneous Heat Transfer between Gas and Cylinder in Reciprocating Compressors*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 871-876. 1.3, 2.2.3

[1997] Fagerli, B.: *On the feasibility of compressing CO_2 as working fluid in hermetic reciprocating compressors*, Universität Trondheim, Norwegen, Dissertation, 1997. 1.3, 2.1.4

[2003] Farrington, R.: *Fuel Consumption and Associated CO_2-Emissions due to MAC's*,In: Mac Summit Conference, *Session 1* National Renewable Energy Laboratory, 1999 1

[1984] Ferreira, R.; Lilie, D.: *Evaluation of the Leakage through the Cleareance between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1984, S. 1-7. 1.3

[1999] Fischer: *Machines cooled by air*, Elektrische Maschinen,Hanser-Verlag, 10th edition, 2002, S. 378. 2.2.3

[2004] Försterling, S.:*Vergleichende Untersuchung von CO_2 Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, Braunschweig, 2004. 2.5.2, 4.3

[1969] Frenkel, M.:*Kolbenverdichter; Theorie, Konstruktion und Projektierung*, VEB Verlag, Berlin, 1969. 2.5.2

[2004] Fritzson, Peter.: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*, Wiley-IEEE Press, 2004. -ISBN 0-471-47163-1. 3.1.1, 3.1.2

[1990] Hafner, J.;Gašperšič, B.: *Dynamic Modeling if Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1990, S. 216-221. 2.1.3

[1996] Hairer, Ernst; Wanner, Gerhard.: *Vol.2 :Stiff and Differential-Algebraic Problems*, Springer Verlag, Berlin, 1996. 3.2.4

[2004] Hotta, T.; Inoue, T.; Matsuda, M. und Ueda, M.: *Measurement of Oil Film between Swash Plate and Shoe for Swash Plate Type Compressor*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C125, USA, 2004, S. 1-8. 2.4.2

[1990] Ishii, N.;Abe,Y.;Taguchi,T.;Maruyama,T.;Kitamura,T.: *Dynamic Behaviour of Variable Displacement Wobble Plate Compressor for Automotive Air Conditioners of Reciprocating Compressor*, ,Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1990, S. 345-353 2.4.2

[1998] Jørgensen: *Variable Automotive CO_2 Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 159-164 1.3

[2005] Kästner, Fritz; Bad, Nenndorf: *Mechanische Indikatorren und indizierte Verdichterarbeit*, Kälte und Klimatechnik, 8 2005, S. 23-24 4.3

[1985] Kaiser, H.:*System- und Verlustanalyse von Kältemittelverdichtern unterschiedlicher Bauart*, Universität Hannover, Dissertation, 1985. 1.3, 1.3, 2.5.3

[1972] Karll, B.: *Computer Simulation of the Cylinder Process in Compressor Based on the First law of Thermodynamics*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1972, S. 18-21. 1.3

[2004] Kim, Yong-Yeoun; Im, Hyung-Eun;Hwang, Oh,il-Kyo :*Dynamic Analysis of Multibody Systems for Reciprocating Compressor of Household Refrigerator*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C050, USA, 2004, S. 1-4. 1.3

[2004] Kim, M.-H. et al.: *Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems*, Progress in Energy and Combustion Science, 30 (2004), S. 119-174 1.1

[2002] Köhler, J.: *Skriptum zur Vorlesung Thermodynamik I*, Technische Universität Braunschweig, 2002. 2.1.2, 2.1.3

[1991] Küttner, K.:*Kolbenverdichter, Auslegung Betrieb Konstruktion*, Springer-Verlag, 1. Auflage, Berlin, 1992. 2.5, 2.5.2

[2004] Lee, G.; Lee, T.: *A Study on Variable Displacement Mechanism of Swash Plate Type Compressor for Automotive Air Conditioning System*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C079, USA, 2004, S. 1-6. 1.3

[2005] Lemke, N.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO_2.*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2005. 3.1.1, 3.2.4

[2003] Limperich, Dirk; Pfafferot, Torge; Schmitz, Gerhard: *Numerical Simulation of Refrigerant Cycles with New Methods.*, Proceedings of the International Congress of Refrigeration, Washington, D.C., USA, 2003 3.1.1

[1985] Lindemann, H.: *Thermodynamische und Tribologische Simulationsmodelle für Verdrängungsverdichter verschiedener Bauarten*, Universität Hannover, Dissertation, 1985. 1.3

[1984] Liu, R.; Zicheng, Z.: *Heat Transfer between Gas and Cylinder Wall of Refrigerantig Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1984, S. 110-115. 1.3, 2.1

[1986] Liu, Yong; Yongzhang, Yu: *Prediction for Sealing Characteristics of Piston Rings of a Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1986, S. 973-988. 1.3, 2.1.4

[2002] Lophaven, S. N.; Nielsen, Hans B.; Søndergaard J.: *DACE A MATLAB Kriging Toolbox Version 2.0*, Technical University of Denmark, 2002, IMM-TR-2002-12. 5.2

[1993] Lorentzen, G. und Pettersen, J.:*A new, Efficient and Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning*, Internatinal Journal of Refrigeration, Vol 16 No 1, 1993, S. 4-12. 1.1

[2005] Lou, Zheng Lou:*A Dynamic Model Of Automotive Air Conditioning Systems*, SAE Inernational, Warrendale, USA, Nr. 1884,2005. 1.3, 1.3

[2005] Magzalci, D.: *Konstrutive und energetische Betrachtung von CO_2-PKW-Klimaverdichtern*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, Braunschweig, 2005. 2.2.1, 4, 4.2, 4.2, 4.3, 4.3, 4.4, 4.3, 4.5, 4.6, 4.7

[1992] Machu, E.: *Valve Throttling, its Influence on Compressor Efficiency and Gas Temperatures*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1992, S. 167-183. 5.1

[1972] MacLaren, J.: *A Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1972, S. 180-187 1.3

[2003] Mager, Dr. R.: *New Technology: CO_2 as an Alternative Refrigerant*,In: Mac Summit Conference, *Session 3* BMW Germany, 1999 1

[1998] Manepatil, S.: *Theoretical Study of Design and Operating Parameters on the Reciprocating Compressor Perfomance*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 167-183. 5.1

[2005] Mathcore Engineering AB.: *MathCore - Experts in Modeling and Simulation. Version: 2005*, http://www.mathcore.com. Online Ressource, Abruf: 23. Jun. 2005. 3.1.1

[1963] Matheron, G.: *Principles of Geostatistics.* , Economic Geol,1993,58:1246-1266. 5.2

[1993] Mattsson, S.E.; Söderlind, G.: *Index Reduction in Differential-Algebraic Equations using Dummy Derivatives.*, SIAM J. Sci. Comput., 14(3): 677–692, 1993. 3.2.2

[2005] Modelica Association ; Modelica Association (Hrsg.).: *Modelica Portal - Modelica and the Modelica Association. Version: 2005*, http://www.modelica.org. Online Ressource, Abruf: 5. Apr. 2005. 3.1.1

[2007] MOSILAB: *MOSILAB - Modeling and Simulation Laboratory - Simulationswerkzeug für komplexe technische Strukturen*, Homepage, http://www.mosilab.de/, Online Ressource, Frauenhofer-Institut für Rechnerarchitektur und Softwaretechnik FIRST, Berlin, Abruf: 24. Apr. 2007. 3.1.1

[2000] Mühlthaler, Georg:*Anwendung objektorientierter Simulationssprachen zur Modellierung von Kraftwerkskomponenten*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, 2000. 3.1.1

[2005] Nytsch-Geusen, C. u.a.: *MOSILAB: Development of a Modelica based generic simulation tool supporting model structural dynamics.*, Proceedings of the 4th International Modelica Conference, Hamburg, 2005, S. 527-536 3.1.1

[1999] Otter, M. ; Bachman, B. ; Elmqvist, H. ; Mattson, S.E. ; Schlegel, C. ; Beater, P. ; Tummescheit, H. ; Clauÿ, C. ; Schneider, A. ; Schwarz, P. ; Wiesman, H. ; Tiller, M.: *Objektorientierte Modellierung Physikalischer Systeme*, Teil 1 - 17. In: at Automatisierungstechnik (1999-2000). 3.1.1, 3.2.5

[2003] Otter, Martin; Elmqvist, Hilding; Mattsson , Sven;: *Dynasim: The New Modelica MultiBody Library*,Linköpings Universitet, Sweden, S. 311-330. 2.3.3

[2004] Park, J.: *Modeling and Simulation of Suction Process in a Multi-cylinder Automotive Compressor* , Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C110, USA, 2004. 1.3

[2002] Parsch ,Willi; Brunsch, Bernd: *Der CO_2 Kompressor - Neue Technologie für kühle Köpfe und warme Füße* , LUK Kolloquium, 2002. 2.4.2

[2005] PELAB.: *ROOMS and Modelica at PELAB. Version: 2005*, http://www.ida.liu.se/ pelab/ modelica/OpenModelica.html. Online Ressource, Linköping University, Schweden, Abruf: 24. Apr. 2007. 3.1.1

[1983] Petzold, L. R.: *A Description of DASSL: A Differential-Algebraic System Solver.*, Scientific Computing, Amsterdam, 1983, S. 65–68. 3.2.4

[2000] Pfafferott, T.; Schmitz, G. *Numeric Simulation of an Integrated CO2 Cooling System*, Modelica Workshop Proceedings, 2000, S. 89-92. 3.1.2

[2005] Pfafferott, Torge:*Dynamische Simulation von CO_2-Kälteprozessen für mobile Anwendungen.*, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, 2005. 3.1.1

[1979] Pietsch, A.: *Simulation der thermodynamischen Vorgänge im Arbeitszylinder von Kältemittelkompressoren*, Technische Universität Dresden, Dissertation, 1979. 1.3

[1974] Prakash, R.; Singh, R.: *Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1974, S. 274-285. 1.3, 2.1, 2.1.3

[1998] Prasad ,S.: *Heat Transfer in Reciprocating Compressors - A Review*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 857-870. 1.3

[1998] Prata, A.; Fernandes, J.; Fagotti, F.: *Numerical Simulation of the Piston Secondary Motion in a Reciprocating Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 165-170. 1.3

[2006] Prins, J.:*On the Structure of Compressor Gas Leakage Flows*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C012, USA, 2006, S. 1-8. 2.1.4

[1996] Rigola, J.; Perez-Segarra, C. D.; Oliva, A.: *Parametric Study of Hermetic Refrigeration Reciprocating Compressors using an Advanced Numerical Simulation Model*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1996, S. 529-534. 5.1

[1998] Rigola, J.; Perez-Segarra, C. D.; Oliva, A.: *Parametric Study and Experimental Comparison of Small Hermetic Refrigeration Compressors using an Advanced Numerical Simulation Model*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 737-742. 1.3

[1975] Röttger, W.:*Digitale Simulation von Kältekompressoren unter Verwendung realer Zustandsgleichungen*, Technische Universität Hannover, Dissertation, 1975. 1.3

[1989a] Sachs, J.; Schiller,S. B.; Welch,W. J.: *Designs for Computer Experiments. Technometrics*, 1989, 31(1):41–47. 5.2, 5.2

[1989b] Sachs, J.; Schiller,S. B.; Welch,W. J.;Mitchell, T. J.;Wynn, H. P.: *Design and Analysis of Computer Experiments*,Statistical Science, 1989, 4(4):409–435. 5.2

[1988] Sargent, R. G.: *A tutorial on validation and verification of simulation models*, Proceedings of the 1988 Winter Simulation Conference, 1988, S. 33–39.

[2005] Schölch ,M.: *Modellierung der Dynamik eines Taumelscheibenverdichters*, Technische Universität Braunschweig, Diplomarbeit, 2005. 2.3.3

[1998] Peréz-Segarra, C.D.; Escanes,F.; Oliva, A.: *Numerical Study of the Thermal and Fluid-Dynamic Behaviour of Reciprocating Compressors* , Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1994, S. 145-150. 2.1

[2007] SimulationX: *SimulationX is a standard software for valuation of the interaction of all components of technical systems.*, Homepage, http://www.simulationx.com/Default.aspx/, Online Ressource, ITI Gesellschaft für ingenieurtechnische Informationsverarbeitung mbH, Dresden, Abruf: 24. Apr. 2007. 3.1.1

[1972] Soedel, W.: *Indroduction to Computer Simulation of Positive Displacement type compressors*, Purdue University, Purdue West Lafayette, USA, 1972, S. 178-184. 1.3, 1.3

[2000] Span, R.: *Multiparameter Equations of State-An accurate Source of Thermodynamic Property Data*, Springer- Verlag, Berlin-Heidelberg, Germany, 2000. 2.1.2

[1998] Süß, J.: *Untersuchungen moderner Verdichter für Kohlendioxid als Kältemittel*, Universität Hannover, Dissertation, 1998. 1.3, 1.3, 2.1, 5.1.5

[1998] Takeshita, S.;: *Dynamic Simulation of Positive Displacement Compressors Oriented Approach*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1998, S. 827-832. 2.1, 3.1.1

[1999] Tegethoff, W.: *Eine objektorientierte Simulationsplatform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 1999. 2.1.2

[2005] Tegethoff, W.; Kossel, R. und Richter, C.: *Objektorientierte Modellierung und Simulation thermischer Systeme*, Kursunterlagen zur Modelica Schulung, Technische Universität Braunschweig und TLK-Thermo GmbH, 2005. 3.1.2, 3.2

[2006] Tegethoff, W.; Köhler, J: *Prozessmodellierung und Simulation*, DKV Statusbericht Nr. 20, Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel (Ausgabe 2006); 3.2, 3.2.3

[2005] The MathWorks, Inc.: *The MathWorks Deutschland - MATLAB and Simulink for Technical Computing. Version: 2005*, http://www.mathworks.de. Online Ressource, Abruf: 6. Apr. 2005 5, 5.2

[1982] Thiele, E.: *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken*, Universität Hannover, Dissertation, Hannover, 1982. 1.3

[2004] Tian, C.; Dou, C.; Xinjiang, Y.: *A Mathematical Model of Variable Displacement Wobble Plate Compressor for Automotive Air Conditioning System*, Applied Thermal Engineering, Elsevier, Nr. C3-3, USA, 2004. 1.3

[1992] Todescat, M. L.; Fagotti, F.; Prata, A. und Ferreira, R. T. S.: *Thermal Analysis in Reciprocating Hermetic Compressor*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1992, S. 1419-1427. 1.3, 2.2.3

[1988] Tojo, K.; Takao, K. und Nakamura, Y: *A Study on the Kinematics of a Variable Displacement Compressor for Automotive Air Conditioners*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1988, S. 496-504. 1.3

[1976] Touber, S.: *A Contribution to the Improvement of Compressor Valve Design*, Delft University of Technology the Netherlands, Dissertation, 1976. 1.3, 1.3, 2.1, 2.1.4

[1980] Tramschek, A.B., MacLaren, J.F.T.; Ng, E.H.: *Computer Simulation of a Reciprocating Compressor using a Real Gas Equation of State*, Proceedings of Purdue Compressor Conference, Purdue West Lafayette, USA, 1980, S. 33-42. 1.3, 1.3, 2.5.1

[2002] Tummescheit, Hubertus:*Design and Implementation of Object-Oriented Model Libraries using Modelica.*, Lund Institute of Technology, Lund, Schweden, Dissertation, 2002. 3.1.1

[2005] Tummescheit, H.; Eborn, Jonas; Prölß , K.; Försterling, S.; Tegethoff, W.: *AirConditioning – eine Modelica-Bibliothek zur dynamischen Simulation von Kältekreisläufen*, Deutschland, 2005. 3.1.2, 5.2.4

[2007] VHDL-AMS: *VHDL-AMS Language, Tools, Models, ...*, Homepage, http://www.VHDL-ams.org Online Ressource, Abruf: 24. Apr. 2007. 3.1.1

[2004] Yanagisawa, T.; Fukuta, M.; Takahashi, H; Suzuki, H und Sato, T.: *Measurement of Contact Conditions between Swash Plate and Shoe in the Automotive Swashplate Compressor*, Proceedings of the International Purdue Compressor Technology Conference, Purdue West Lafayette, Nr. C099, USA, 2004, S. 1-8. 2.4.2